



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DISEÑO, INSPECCIÓN Y ANÁLISIS DE **ENGRANAJES CÓNICOS**

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

LEGANÉS, OCTUBRE 2017

Autor: D. Juan Manuel Grande Verbo

Tutora: Dña. María Garrosa Solana

Tutor de empresa: D. Alberto Lagares Overgaag

AGRADECIMIENTOS

A mi padre, por ser el espejo en el que siempre me puedo mirar, haberme apoyado siempre en cualquier situación y haber luchado tanto por nosotros.

A mi madre y mi hermano, por haberme apoyado en los momentos más difíciles y estar siempre unidos.

A Laura, por haberse sacrificado conmigo y darme todo su apoyo desde el primer día.

A los compañeros del departamento SQA de John Deere ibérica, por su ayuda constante y su excelente trato, y en especial, a Ángel Muñoz, por haberme dado la oportunidad de trabajar en una empresa multinacional y darme siempre los mejores consejos, y a Alberto Lagares, por su paciencia conmigo y su ayuda en la realización de este proyecto.

A María Garrosa Solana, por su gran ayuda en este tramo final de carrera, por dirigirme en este proyecto con tanta paciencia y por guiarme en la redacción de su memoria.

RESUMEN

Este proyecto de fin de grado es un proyecto en colaboración con la empresa Jonh Deere Ibérica en el que se estudiarán las normas existentes sobre engranajes cónicos con el fin de estandarizar la manera de diseñar y acotar los planos en la empresa.

Se hará una pequeña introducción sobre los tipos de engranajes que se encuentran en el mercado actualmente, y se profundizará en los parámetros característicos de los engranajes cónicos.

Se explicarán las distintas formas de acotación y aplicación de tolerancias según las normas DIN y AGMA y posteriormente se analizarán los métodos de medición y de inspección que propone la norma AGMA para engranajes cónicos.

Se analizará la inspección de un engranaje de la fábrica mediante una máquina de control por coordenadas y se analizarán los resultados obtenidos.

CONTENIDO

1	Capítulo I. INTRODUCCIÓN.....	11
1.1	Introducción	11
1.2	Objetivo del proyecto.....	11
1.3	John Deere Ibérica.....	11
1.4	Problema en John Deere Ibérica	15
1.5	Estructura del proyecto.....	17
2	Capítulo II. ENGRANAJES	18
2.1	Introducción	18
2.2	Clasificación de engranajes	18
2.2.1	Engranajes con ejes paralelos	19
2.2.2	Engranajes con ejes no paralelos coplanarios.....	21
2.2.3	Engranajes con ejes no coplanarios, no paralelos	25
2.2.4	Engranajes especiales.....	28
2.3	Principales aplicaciones.....	29
2.4	Propiedades de la involuta.....	30
3	Capítulo III. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LOS ENGRANAJES	32
3.1	Definiciones geométricas:	32
3.2	Planos principales:.....	32
3.3	Superficies y dimensiones principales de engranajes cilíndricos.....	33
3.4	Superficies y dimensiones de engranajes cónicos	35
3.5	Parámetros relacionados con los dientes	37
3.6	Términos relacionados con el espesor de diente.....	41
3.7	Términos relacionados con parejas de engranajes	41
3.8	Parámetros de inspección	45
4	Capítulo IV. NORMATIVA PARA ENGRANAJES	49
4.1	Introducción	49
4.2	Normas para engranajes cónicos	49
4.2.1	Norma AGMA “American Gear Manufacturers Association”	49
4.2.2	Normas ISO “International Organization for Standardization”	50
4.2.3	Normas DIN “Deutsches Institut für Normung”	50
5	Capítulo V. ACOTACIÓN Y TOLERANCIAS	51
5.1	Norma DIN.....	51
5.1.1	Estructura del sistema de tolerancias en los engranajes	51
5.1.2	Tolerancias en la pieza torneada o “gear blank”	52

5.1.3	Tolerancias en los dientes del engranaje	53
5.1.4	Información en los planos de engranajes cónicos	56
5.1.5	Contact Pattern según DIN.....	60
5.2	Norma AGMA	61
5.2.1	Estructura del sistema de tolerancias en los engranajes	61
5.2.2	Tolerancias en la pieza torneada o “gear blank”	61
5.2.3	Tolerancias en los dientes del engranaje	64
5.2.4	Información en los planos de engranajes cónicos	65
5.3	Reunión con departamento de diseño.....	67
6	Capítulo VI. MÉTODOS DE MEDICIÓN DE ENGRANAJES	69
6.1	Introducción	69
6.2	Herramientas y máquinas utilizadas	69
6.3	Recomendaciones de evaluación de los instrumentos de medida	71
6.3.1	Ambiente ideal para los instrumentos	71
6.3.2	Instrucciones prácticas a seguir	71
6.3.3	Ambiente de trabajo	72
6.3.4	Procedimiento de calibración	73
6.3.5	Otros factores.....	73
6.4	Métodos de medida	74
6.4.1	Directrices para la medición de engranajes cónicos	75
6.4.2	Referencias para realizar las medidas	76
6.4.3	Medida del pitch deviation	77
6.4.4	Medida del runout o salto de un engranaje.....	82
6.4.5	Medida del backlash.....	84
6.4.6	Medida del espesor de diente.....	85
6.4.7	Medida de forma del flanco	87
7	Capítulo VII. INSPECCIÓN DE ENGRANAJES.....	95
7.1	Introducción	95
7.2	Single-Flank composite test	97
7.3	Double-Flank composite test	100
7.4	Contact pattern inspection	103
7.4.1	Introducción	103
7.4.2	Procedimiento y resultados	105
7.4.3	Medida del runout	108
7.5	V y H check	108

8	Capítulo VIII. CICLO DE INSPECCIÓN DE UN ENGRANAJE CÓNICO EN JDISA.....	110
8.1	Temperatura de medición.....	110
8.2	Instrumentación utilizada para la inspección de la pieza	111
8.3	Inspección de la pieza	114
8.3.1	Estudio del plano de la pieza a medir	114
8.3.2	Realización del programa de inspección	116
8.3.3	Medida de la pieza por parte de la máquina	123
8.3.4	Generación y revisión de los informes generados	125
9	Capítulo IX. PRESUPUESTO DEL PROYECTO	129
9.1	Cálculo del presupuesto del proyecto.....	129
9.2	Impacto del proyecto sobre el presupuesto de la empresa	131
10	Capítulo X. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	133
11	BIBLIOGRAFÍA.....	134

INDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. John Deere	12
Figura 1-2. Mapa mundial de fábricas de John Deere.....	12
Figura 1-3. Fábrica de Getafe vista desde el cielo.....	13
Figura 1-4. Tractores en la fábrica de Getafe.....	14
Figura 1-5. Plano engranaje cónico	15
Figura 1-6. Plano engranaje cónico 2	16
Figura 1-7. Plano engranaje cónico 3	16
Figura 2-1. Parejas y tren de engranajes.....	18
Figura 2-2. Engranajes con ejes paralelos	19
Figura 2-3. Engranaje cilíndrico recto	19
Figura 2-4. Engranaje cilíndrico helicoidal	20
Figura 2-5. Engranaje doble helicoidal.....	21
Figura 2-6. Engranajes internos.....	21
Figura 2-7. Engranajes no ejes que se cortan	22
Figura 2-8. Engranajes cónicos rectos	22
Figura 2-9. Engranajes cónicos espirales.....	23
Figura 2-10. Face Milling vs Face Hobbing	23
Figura 2-11. Engranajes cónico tipo Zerol	24
Figura 2-12. Engranajes cónicos involutos	25
Figura 2-13. Engranaje con ejes no paralelos, no coplanarios.....	25
Figura 2-14. Engranaje globoidal de evolvente simple	26
Figura 2-15. Engranaje globoidal de evolvente doble.....	27
Figura 2-16. Engranajes hipoides	27
Figura 2-17. Engranajes espiroidales.....	28
Figura 2-18. Engranajes especiales	28
Figura 2-19. Aplicación engranaje cónicos.....	29
Figura 2-20. Diferencial	30
Figura 2-21. Generación de una involuta	30
Figura 3-1. Planos de los engranajes	33
Figura 3-2. Diámetros en engranajes	34
Figura 3-3. Superficies del diente.....	34
Figura 3-4. Esquema dientes que engranan.....	35
Figura 3-5. Superficies cónicas	36
Figura 3-6. Ángulos en engranajes cónicos	36
Figura 3-7. Distancias en engranajes cónicos.....	37
Figura 3-8. Involute teeth.....	37
Figura 3-9. Pressure y Profile angle.....	38
Figura 3-10 Paso de diente.....	38
Figura 3-11. Tip Relief.....	39
Figura 3-12. Undercut	39
Figura 3-13. Cónicos espirales.....	40
Figura 3-14. Perfil de diente	41
Figura 3-15. Espesor de diente.....	41
Figura 3-16. Backlash.....	42
Figura 3-17. Línea de acción.....	43

Figura 3-18. Contact Pattern	43
Figura 3-19. Ejemplos de contact pattern	44
Figura 3-20. Tolerancia.....	45
Figura 3-21. Tolerance diameter	45
Figura 3-22. Individual pitch deviation.....	46
Figura 3-23. Pitch deviations	46
Figura 3-24. Runout.....	47
Figura 3-25. Double y single flank test	47
Figura 3-26. Single Flank Test.....	48
Figura 4-1. Mapa mundial normas de engranajes	49
Figura 5-1 Principales dimensiones de la pieza en su fase de torneado.....	52
Figura 5-2 Ejemplo de tabla perteneciente a la norma DIN 3965.....	54
Figura 5-3. Acotación según DIN	56
Figura 5-4. Engranaje acotado según DIN	58
Figura 5-5. Tabla asociada al engranaje anterior	59
Figura 5-6. Contact Pattern según DIN.....	60
Figura 5-7. Dimensiones Gear Blank	63
Figura 5-8. Tabla de tolerancias sugerida	63
Figura 5-9. Tabla tolerancias AGMA.....	65
Figura 5-10. Acotación rueda	66
Figura 5-11. Acotación piñón	66
Figura 5-12. Ejemplo de tabla de GLEASON	67
Figura 6-1. Calibre de engranajes y micrómetro de platillos	70
Figura 6-2. Máquina MMC	70
Figura 6-3. Métodos de medida de engranajes	74
Figura 6-4. Superficies y eje de referencia	77
Figura 6-5. Dientes numerados	77
Figura 6-6. Método Indexado.....	79
Figura 6-7. Gráfico de medidas del pitch	79
Figura 6-8. Método comparador	80
Figura 6-9. Gráfico de medidas de pitch por comparador	81
Figura 6-10. Medidas tomadas en el método indexado	81
Figura 6-11. Medidas tomadas en el método comparador	82
Figura 6-12. Ball Probe Test	83
Figura 6-13. Gráfica de runout	84
Figura 6-14. Medición del backlash.....	85
Figura 6-15. Medición de espesor de diente con calibre	86
Figura 6-16. Tooth thickness por CMM.....	87
Figura 6-17. Medida espesor cordal varios dientes	87
Figura 6-18. Medida de huellas o rastros.....	88
Figura 6-19. Matriz de puntos y medición discreta.....	88
Figura 6-20. Coordenadas 3D	90
Figura 6-21. Creación matriz de puntos	91
Figura 6-22. Gráfico del flanco del diente en 3d.....	92
Figura 6-23. Matriz proporcionada por el proveedor	93
Figura 6-24. Matriz de medidas discretas	94
Figura 7-1. Utilización engranajes según grado DIN	95

Figura 7-2. Máquina rodadora	96
Figura 7-3. Esquema de un mecanismo de single flank test	98
Figura 7-4. Gráfica de Single Flank Tes.....	99
Figura 7-5. Máquina de Double-flank test	100
Figura 7-6. Esquema Double-Flank test	101
Figura 7-7. Informe del Double-Flank test	102
Figura 7-8. Dientes marcados.....	104
Figura 7-9. Esquema del test de contact pattern.....	105
Figura 7-10. Contactos aceptados.....	106
Figura 7-11. Diseño de patrón de contacto por ordenador en ambos flancos del diente.....	107
Figura 7-12. Patrón de contacto real en engranajes.....	107
Figura 7-13. Informe ensayo V y H.....	109
Figura 8-1. Plano DEA Global.....	111
Figura 8-2. Especificaciones DEA.....	112
Figura 8-3. Esquema mediciones sobre la esfera.....	112
Figura 8-4. Esquema mediciones del error de escaneo	112
Figura 8-5. Cabezal Renishaw.....	113
Figura 8-6. Palpadores a 90°	113
Figura 8-7. Sensor Renishaw	114
Figura 8-8. Plano del engranaje.....	115
Figura 8-9. Vista isométrica del engranaje.....	115
Figura 8-10. Detalle datum del plano.....	116
Figura 8-11. Pantalla comando SETCM PAR.....	117
Figura 8-12. Medidas superficies de referencia.....	118
Figura 8-13. Ubicación sistema de referencia.....	119
Figura 8-14. Mediciones alineamiento automático	119
Figura 8-15. Colocación de palpador inicial en el punto de cono	120
Figura 8-16. Introducción parámetros del engranaje	121
Figura 8-17. Comando Bevel	121
Figura 8-18. Parámetros que van a ser inspeccionados por la máquina	122
Figura 8-19. Programa de medición	123
Figura 8-20. Recorrido palpador sobre el flanco.....	124
Figura 8-21. Palpador sobre flanco del engranaje	124
Figura 8-22. Cabecera informe.....	125
Figura 8-23. Gráfico de la topografía	126
Figura 8-24. Gráficos de errores de paso	127
Figura 8-25. Gráfico del runout.....	128
Figura 8-26. Informe punto de cono	128

1 CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

El presente proyecto surge por la colaboración entre la Universidad Carlos III de Madrid y la empresa John Deere Ibérica S.A. (JDISA) y gracias a la cual, y durante un periodo de dos años, he podido trabajar y aprender como becario en la fábrica situada en Getafe.

El proyecto se llevará a cabo en el departamento de calidad de la empresa, concretamente en el departamento de SQA proveedores, y nace por la desventaja actual del equipo de SQA respecto a sus proveedores en relación al diseño de los engranajes cónicos y sus parámetros.

1.2 OBJETIVO DEL PROYECTO

En este proyecto se realizará un estudio técnico acerca de los engranajes cónicos que se montan en las transmisiones de John Deere Ibérica.

Los engranajes son elementos muy importantes en el correcto funcionamiento de las transmisiones de las que forman parte. Es por eso que la calidad de estos elementos es objetivo clave en la que deben estar implicados todos los departamentos que se encargan de su inclusión en las cajas de transmisión montadas en la fábrica.

El objetivo del proyecto es estandarizar las especificaciones para diseño, análisis e inspección de los engranajes cónicos rectos y helicoidales que se montan en las transmisiones de la fábrica y crear una guía para poder medir e inspeccionar correctamente los engranajes.

1.3 JOHN DEERE IBÉRICA

John Deere es el primer fabricante mundial de maquinaria agrícola y de equipos para la mecanización de espacios verdes, y uno de los principales productores de maquinaria para construcción y obras públicas, y para explotaciones forestales. Las actividades de la compañía incluyen la fabricación y comercialización de motores y transmisiones, servicios financieros, seguros sanitarios y la división de nuevas tecnologías [1].

John Deere (figura 1-1) fue un hombre de negocios ejemplar con una visión industrial claramente adelantada a su época. Así lo demuestra su perseverancia en el desarrollo de nuevos productos, su esfuerzo y su continua búsqueda del máximo nivel de calidad. Estos tres principios empezaron a aplicarse de forma generalizada en el mundo occidental un siglo más tarde y aún hoy, 180 años después, mantienen su vigencia.

Estos tres pilares han sido la base sobre la que se gestó el desarrollo de Deere & Company en su historia y que a día de hoy siguen constituyendo el objetivo de su filosofía empresarial.

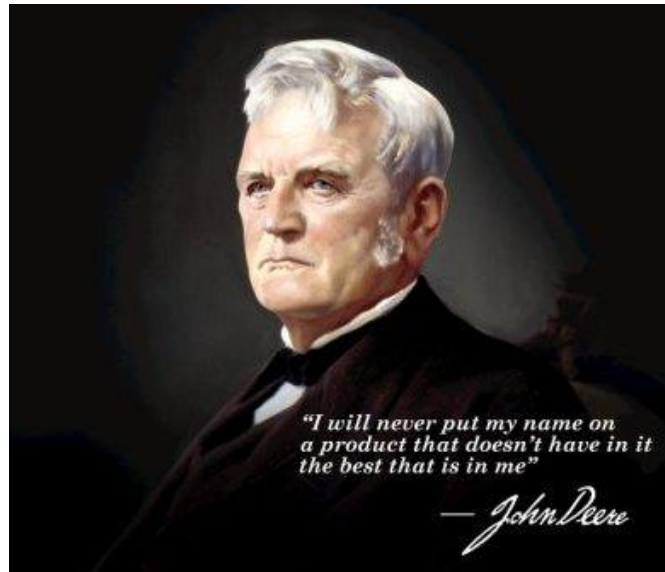


Figura 1-1. John Deere [1]

Deere & Company, más conocida por su marca comercial John Deere, es un fabricante de maquinaria agrícola establecido en el este de Moline, Illinois, Estados Unidos. Desde su fundación en 1837 por John Deere, Deere & Company ha crecido hasta convertirse en una de las empresas más admiradas del mundo. Su expansión le ha hecho llegar a estar presente en más de 160 países en los cinco continentes, proporcionando empleo directo a más de 45.000 personas. Además, dispone de una red de más de 60 fábricas, centros de producción e ingeniería, y más de 5.000 concesionarios para dar servicio a sus clientes repartidos por toda la geografía mundial. Las acciones de Deere & Company cotizan regularmente en los mercados de Nueva York, Chicago y Frankfurt. La figura 1-2 muestra las sedes que John Deere dispone en todo el mundo.



Figura 1-2. Mapa mundial de fábricas de John Deere [1]

La fábrica de John Deere de Getafe inicia en 1956 la producción de tractores. En esa fecha salió de la cadena de montaje el primer tractor LANZ BULLDOG de 36 CV. A partir de entonces, y hasta 1963, se fabricaron diferentes modelos y versiones de tractores marca LANZ con potencias entre 28 y 65 CV. A principios de los años 60, John Deere adquiere la fábrica y tras una fuerte inversión en equipos y medios de producción, en 1963 presenta en España el primer tractor John Deere fabricado en Getafe.

A lo largo de su historia, la fábrica de tractores de Getafe ha producido cerca de 200.000 tractores, buena parte de los cuales se encuentran aún en activo distribuidos por todos los campos de España. A finales de los 80 se introdujo en la fábrica la producción de la caja de engranajes para la empacadora. Con este producto comenzó la reconversión de John Deere ibérica hasta llegar a ser la fábrica de componentes que es hoy en día.

La totalidad de la fábrica (figura 1-3) ocupa alrededor de 20 hectáreas, en las cuales se encuentran las instalaciones cubiertas de la fábrica con unos 60.000 m² de superficie. En ella trabajan cerca de 1400 personas divididas en nueve grandes áreas o departamentos.



Figura 1-3. Fábrica de Getafe vista desde el cielo [1]

Basa su actividad en la producción de componentes que se exportan a las distintas fábricas de John Deere en el mundo. De hecho, ostenta un papel relevante en la cadena mundial de la compañía siendo el proveedor principal de las distintas fábricas de cosechadoras de John Deere.

La fábrica está estructurada a su vez en cuatro mini fábricas:

- Mini fábrica de ejes y engranajes:

El área de producción de ejes y engranajes fabrica piezas vitales para las divisiones de cajas de transmisión y engranajes de distribución de los motores John Deere que se producen en

Engine Works Waterloo (EEUU), Saran (Francia) y Torreón (México). La materia prima son piezas de forja y aceros de alta calidad, y la clave de la fabricación de estos componentes se basa en una mecanización de precisión, minuciosidad en los procesos de tratamiento térmico y un control de calidad continuo y riguroso.

- Mini fábrica de Mandos finales:

La producción especializada de mandos finales y enganches tripuntales para tractores de muy diversa potencia, está programada para atender la demanda de las factorías de tractores de Mannheim (Alemania), Augusta (EEUU), Saltillo (México) para los enganches de tres puntos y de mandos finales para las fábricas de Harvester y Des Moines (EEUU), Zweibruecken (Alemania), Dubuque y Davenport.

- Cajas pesadas:

La factoría de Getafe produce una amplia variedad de cajas de transmisión y mandos finales para máquinas cosechadoras de cereales, algodón y forraje, producidas en Harvester y Desmoins (EEUU), Zweibruecken (Alemania) y Horizontina (Brasil)

- Cajas ligeras:

Las cajas ligeras de transmisión se montan en cabezales de cosechadoras, segadoras y tractores para espacios verdes, empacadoras, tractores agrícolas, maquinaria de siega y maquinaria de construcción.

El producto final (figura 1-4) se monta en las fábricas más grandes de la empresa situadas en Estados Unidos, Alemania y Brasil.



Figura 1-4. Tractores en la fábrica de Getafe

1.4 PROBLEMA EN JOHN DEERE IBÉRICA

Actualmente existe un problema en la fábrica de John Deere ya que no hay una forma única de acotar y dibujar los planos por los ingenieros de diseño. En concreto, existen diferentes formas de acotar los planos, diferentes normas para las tolerancias y acotado según normas DIN, AGMA o casos en los que no se sigue ninguna norma. Además, existen también casos en los que el proveedor define los parámetros que no se hayan fijado en los planos, pudiendo esto ocasionar problemas de calidad en el producto final.

Esto hace que a la hora de revisar los planos en las reuniones con el proveedor los compañeros del departamento de calidad tengan que revisar la norma utilizada y se ralenticen los procesos de revisión y ratificación de los planos.

El análisis depende de la forma en la que estén acotados dichos planos. En cuanto al ensayo, existen planos con norma John Deere de ensayo, otros que incluyen la zona de contacto de los dientes y otros que no incluyen nada.

En las figuras 1-5, 1-6 y 1-7 se puede ver gráficamente el problema explicado en este apartado:

- El plano especifica contactos para verificar el engranaje y norma JD para control de engranajes (figura 1-5):

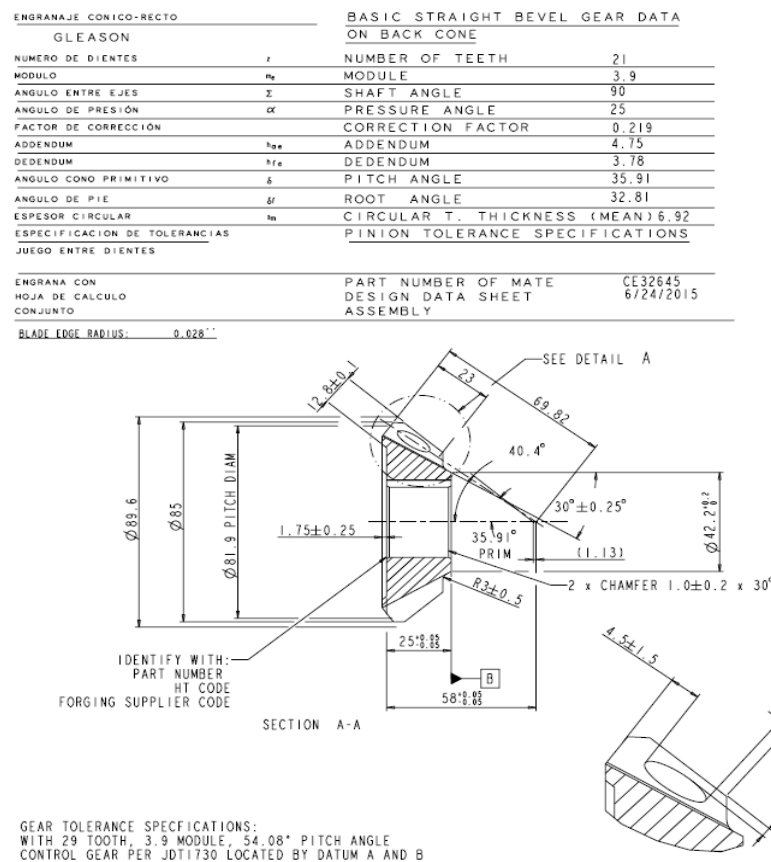


Figura 1-5. Plano engranaje cónico

- Norma DIN3965 para diseño, no contactos, no especifica como probar el engranaje (figura 1-6):

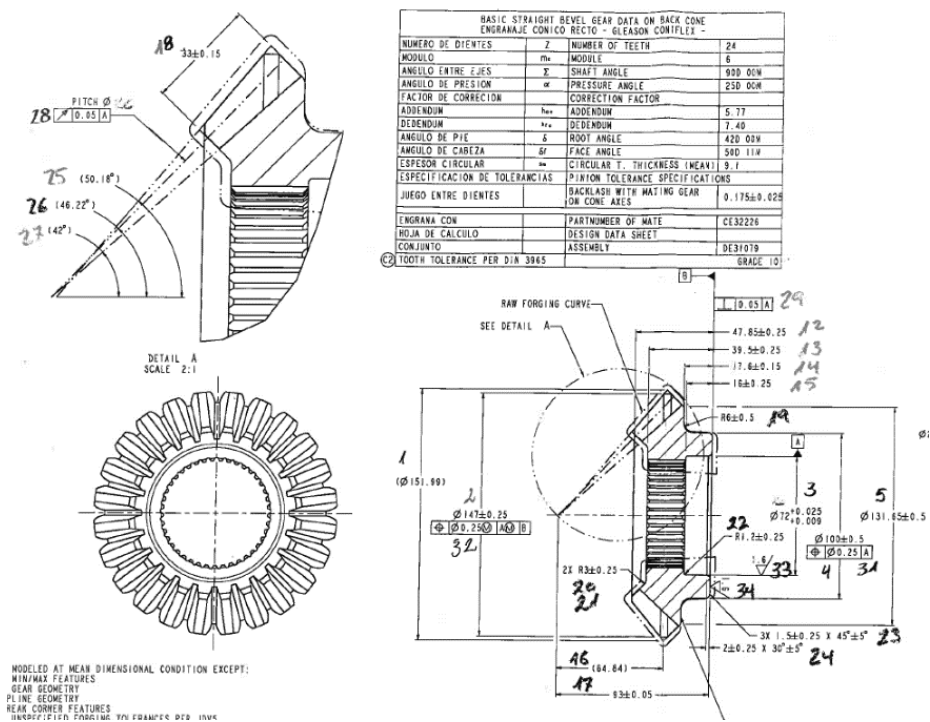


Figura 1-6. Plano engranaje cónico 2

- Sin norma de diseño, sin norma de control, sin contactos (figura 1-7):

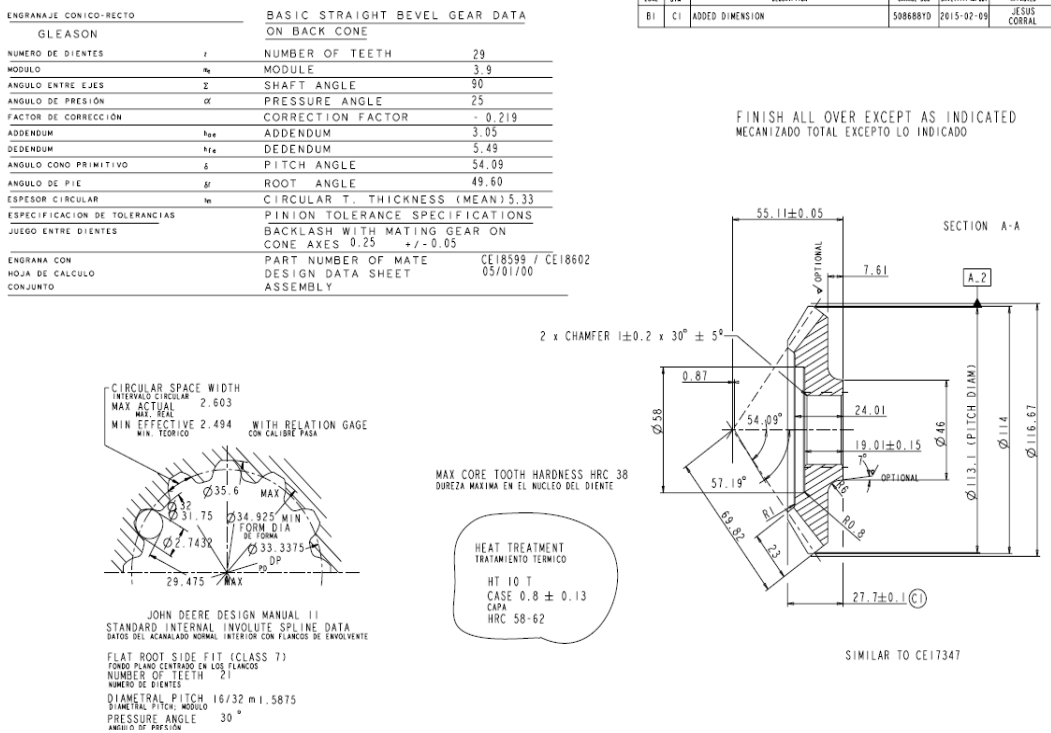


Figura 1-7. Plano engranaje cónico 3

1.5 ESTRUCTURA DEL PROYECTO

El proyecto empezará con la introducción y el planteamiento del problema con el que se encuentran los compañeros del departamento de calidad de John Deere Ibérica y por el que nace la idea de la realización de este proyecto.

En el capítulo dos se hará una introducción sobre los engranajes y los tipos de engranajes que se encuentran en el mundo de la fabricación, explicando también la aplicación y geometría de cada uno de ellos.

En el tercer capítulo se definirán los parámetros principales que caracterizan a los engranajes cónicos tanto geométricos como de especificación (desviaciones, contactos, etc.).

El cuarto capítulo se dedicará a hacer una pequeña introducción de las normas que se utilizarán en el proyecto y sus aplicaciones.

En el quinto capítulo se profundizará en el estudio de la acotación de los engranajes cónicos según las normas DIN y AGMA-ISO. Este estudio se hará llegar al departamento de diseño y se concretará una reunión para explicar la problemática existente por la diferente casuística de acotación y diseño de planos. A partir de esto, el departamento de diseño estudiará qué norma es preferible para acotar y definir las tolerancias en los futuros planos y se concretará una reunión para llegar a un consenso.

En el sexto y el séptimo capítulo se redactará una guía tanto para la medición de los principales parámetros y geometría de los engranajes como para su posterior inspección con máquinas rodadoras, de la forma que la norma AGMA especifica que se ha de hacer.

En el octavo capítulo se detallará el procedimiento de inspección de un engranaje en el departamento de metrología. Se pondrá especialmente atención en la máquina utilizada, el software específico y el informe proporcionado al realizar la inspección.

En el capítulo noveno se calculará el presupuesto del proyecto y se explicará el impacto que tendrá en el presupuesto de la empresa.

Finalmente, se comentarán las conclusiones a las que se llega a la conclusión de este proyecto y los posibles trabajos a realizar en la empresa.

2 CAPÍTULO II. ENGRANAJES

2.1 INTRODUCCIÓN

Un engranaje es un mecanismo de transmisión formado por ruedas dentadas que giran alrededor de ejes cuya posición relativa es fija. Los engranajes consiguen que la transmisión de movimiento de un eje a otro se realice con velocidad constante y sin deslizamiento de una rueda con la otra. Son sencillos de construir, pueden transmitir grandes potencias y están normalizados. Por ello, son elementos muy utilizados en gran variedad de máquinas, como reductores, cajas de cambios, diferenciales o trenes de engranajes.

Los engranajes (figura 2-1) se utilizan sobre todo para transmitir movimiento giratorio, pero usando engranajes apropiados y piezas dentadas planas pueden transformar movimiento alternativo en giratorio y viceversa.

La rueda de menor número de dientes se denomina piñón y la rueda de mayor número de dientes se denomina corona o simplemente rueda [2].

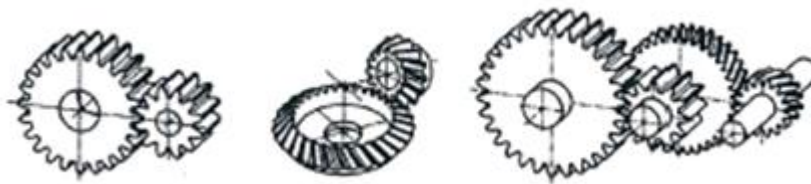


Figura 2-1. Parejas y tren de engranajes [2]

2.2 CLASIFICACIÓN DE ENGRANAJES

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según los tipos de dentado. Según estos criterios existen los siguientes tipos de engranajes:

- Ejes paralelos.
- Ejes coplanarios no paralelos.
- Engranajes con ejes no coplanarios no paralelos.
- Engranajes especiales.

Existen otros tipos de clasificaciones de los engranajes según la situación de sus dientes (interiores o exteriores), por aplicaciones especiales (planetarios, de cremallera...) o por la forma de transmitir el movimiento (transmisión simple o compuesta, tren de engranajes...). Este proyecto se centrará en la clasificación anteriormente detallada.

2.2.1 Engranajes con ejes paralelos

Los engranajes paralelos (figura 2-2) son el tipo más común y simple de engranaje. Por lo general, son relativamente fáciles de fabricar y son capaces de transmitir grandes cantidades de energía con alta eficiencia. Los engranajes de eje paralelo transmiten potencia con mayor eficiencia que cualquier otro tipo o forma de engranaje.

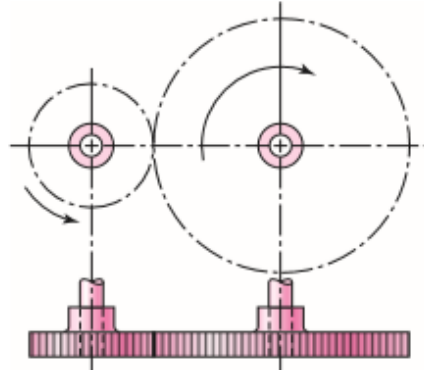


Figura 2-2. Engranajes con ejes paralelos [2]

- Engranajes cilíndricos con dientes rectos

Los engranajes cilíndricos rectos (figura 2-3) son el tipo de engranaje más simple que existe. Se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y medias ya que a grandes velocidades pueden producir ruido al engranar.

Estos engranajes poseen los dientes en la parte superior de un cilindro quedando paralelos al eje de éste. Este tipo de engranajes suelen tener la forma de evolvente en los dientes, aunque pueden tener también otro tipo de formas o perfiles como la cicloidal.



Figura 2-3. Engranaje cilíndrico recto

- Engranajes cilíndricos con dientes helicoidales

Los engranajes cilíndricos helicoidales (figura 2-4) son muy similares a los cilíndricos rectos, con la diferencia que en los helicoidales los dientes son cortados en un ángulo respecto al eje axial del cilindro.

Esta hélice permite que, al engranar un diente, cuando este está terminando su contacto el diente siguiente ya está engranado.

Las ventajas de este tipo de engranajes respecto al anterior son la posibilidad de transmitir fuerzas mayores con unas dimensiones menores y la capacidad de funcionar sin ruido y más suave (menor nivel de vibraciones).

Por el contrario, en estos engranajes aparece una fuerza adicional en dirección axial además del empuje radial, que puede producir desgastes mayores que tendrán que tenerse en cuenta a la hora de realizar el diseño de la transmisión, en especial los rodamientos que sustenten al engranaje.

El tipo de perfil de diente que se usa normalmente en este tipo de engranajes es un tipo evolvente como ya se vio en el caso de engranajes rectos.

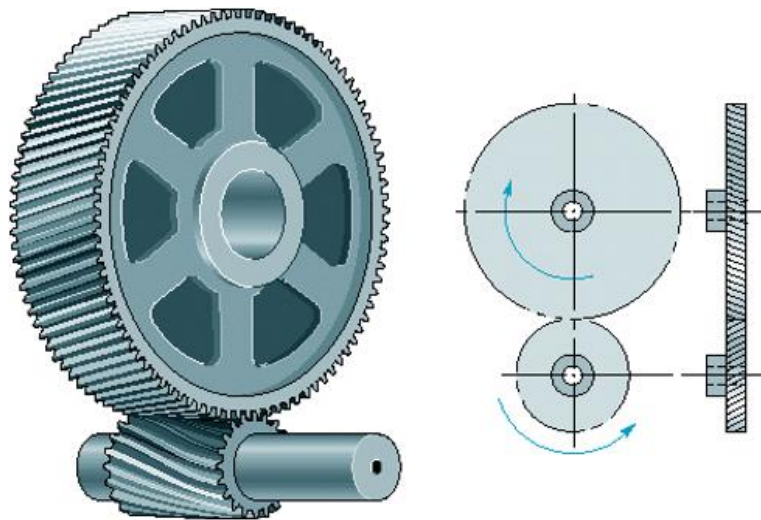


Figura 2-4. Engranaje cilíndrico helicoidal [25]

- Engranajes cilíndricos helicoidales dobles

Los engranajes helicoidales dobles (figura 2-5) son una combinación de hélice derecha e izquierda. El empuje axial que absorben los apoyos o cojinetes de los engranajes helicoidales se elimina por la reacción del empuje de mismo valor y sentido opuesto de una rama simétrica presente en el engranaje helicoidal doble. Se consigue así alargar la vida del engranaje.

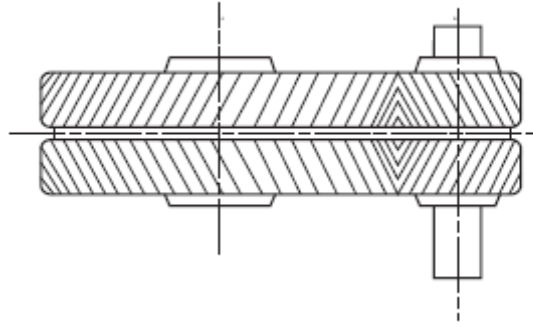


Figura 2-5. Engranaje doble helicoidal [2]

- Engranajes internos

El engranaje interno (figura 2-6) tiene dientes en el interior de un cilindro, pudiendo ser estos rectos o helicoidales. Los engranajes internos son generalmente más eficientes ya que la velocidad de deslizamiento a lo largo del perfil es menor que para un conjunto externo equivalente.

Debido a la naturaleza cóncava del diente, su base es más gruesa que un diente de engranaje externo equivalente, ya sea espiral o helicoidal.

La fuerza del diente de un engranaje interno es mayor que la de un engranaje externo equivalente. Además, tiene la ventaja de operar a una distancia de centro más cercana con su piñón de acoplamiento permitiendo un diseño más compacto.



Figura 2-6. Engranajes internos [3]

2.2.2 Engranajes con ejes no paralelos coplanarios

Los engranajes con ejes no paralelos coplanarios (figura 2-7) son un tipo de engranajes que se usan principalmente para transmitir la fuerza a través de ángulos.

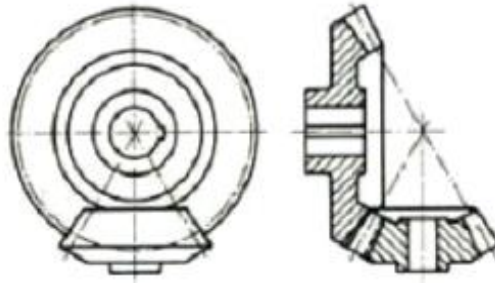


Figura 2-7. Engranajes no ejes que se cortan [2]

- Engranajes cónicos rectos

Los engranajes cónicos rectos (figura 2-8) son la forma más simple de engranajes cónicos y suelen usarse en las cajas diferenciales. Al igual que en el caso de los engranajes cilíndricos rectos suelen producir un mayor nivel de ruido y vibraciones, por lo que son los menos usados dentro de los engranajes cónicos.

El contacto en el engranaje impulsor comienza en la parte más alta del diente y progresa hacia la raíz.

Los dientes son rectos y con conicidad y pueden tener dos tipos de geometrías dependiendo del tipo de manufactura. Pueden producirse dientes en los que la profundidad vaya variando de forma cónica o de forma que la profundidad del diente no varíe y se mantenga paralela durante toda su longitud.



Figura 2-8. Engranajes cónicos rectos

- Engranajes cónicos espirales

Los engranajes cónicos espirales (figura 2-9) comparten gran parte de su geometría con los cónicos rectos, exceptuando que los dientes poseen una curva oblicua. Esto hace que el contacto entre los dientes comience en un extremo y vaya progresando suavemente hacia el otro extremo y que haya siempre varios dientes engranando y desengranando al mismo tiempo, dando como resultado un valor de ratio de contacto (elevado) y permitiendo así

una transmisión de fuerza mayor que el resto de engranajes cónicos con engranajes de tamaño menor.



Figura 2-9. Engranajes cónicos espirales

Por tanto, las aplicaciones en las que se usan este tipo de engranajes son aquellas que requieren unas transmisiones de fuerza elevadas y una velocidad de funcionamiento muy alta.

Este tipo de engranajes cónicos pueden ser manufacturados con dos métodos distintos, dependiendo del fabricante de la máquina que lo produce. Cada uno de estos métodos produce una única curvatura longitudinal y perfil, por lo que los engranajes fabricados por estos sistemas no pueden intercambiarse. Por un lado, se encuentra el Gleason gearing Face-Milling (figura 2-10a), que va tallando diente por diente con el engranaje fijo, y por otro, el Klingenberg Face-Hobbing (figura 2-10b), en el que giran tanto herramienta como engranaje, tallando los dientes de forma continua.

En estos engranajes aparece una fuerza axial además de las fuerzas radial y tangencial que suelen presentarse en los engranajes rectos.

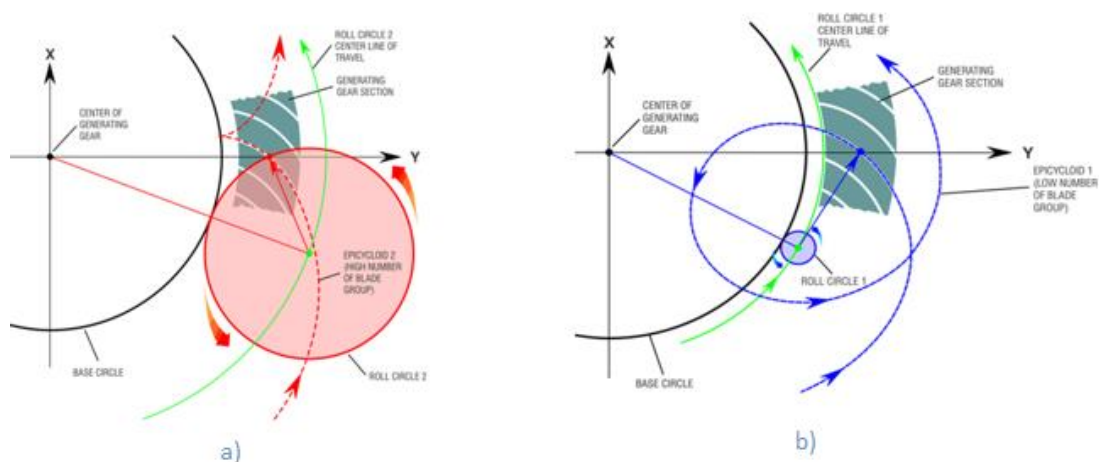


Figura 2-10. Face Milling vs Face Hobbing [3]

- Engranajes cónicos tipo Zerol

Los engranajes cónicos tipo Zerol (figura 2-11) son muy similares a los cónicos rectos con la diferencia que poseen un diente curvado al igual que los cónicos espirales, pero que como característica especial estos poseen un ángulo de espiral igual a cero, adquiriendo un funcionamiento más suave. En ocasiones se pueden considerar engranajes Zerol los engranajes cónicos espirales con un ángulo menor de 10° .



Figura 2-11. Engranajes cónico tipo Zerol [3]

- Face gears o engranajes frontales centrados

Son engranajes que se utilizan principalmente para la transmisión de movimiento debido a la poca capacidad de carga que soportan. Poseen los dientes de forma que su eje longitudinal forma 90° con el eje del engranaje. Además, es común también que el eje del piñón y el eje del engranaje frontal sean perpendiculares.

- Beveloid gear

El Beveloid gear o engranaje cónico involuto (figura 2-12) es una forma generalizada de engranaje involuto con espesor de diente cónico. Principalmente se usan para instrumentos de precisión donde la combinación de alta precisión y capacidad limitada de carga se adapta a la aplicación.

Actualmente no son muy utilizados este tipo de engranajes, pero pueden utilizarse en aplicaciones de transmisión de movimiento de precisión en las que los ejes de engranaje deben estar situados en diferentes orientaciones en el espacio.

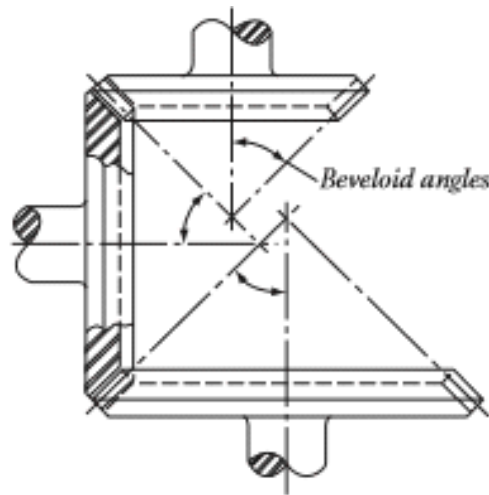


Figura 2-12. Engranajes cónicos involutos [2]

2.2.3 Engranajes con ejes no coplanarios, no paralelos

Los engranajes con ejes no coplanarios, no paralelos (figura 2-13) son generalmente los más complejos, tanto en términos de geometría como de fabricación. Los más simples suelen ser baratos y fáciles de fabricar, pero no permiten una gran capacidad de carga. Cuando la geometría se complica proporcionan una mejor capacidad de carga y otras características que los hacen especialmente adecuados para una amplia variedad de aplicaciones, pero también aumenta su coste de fabricación.

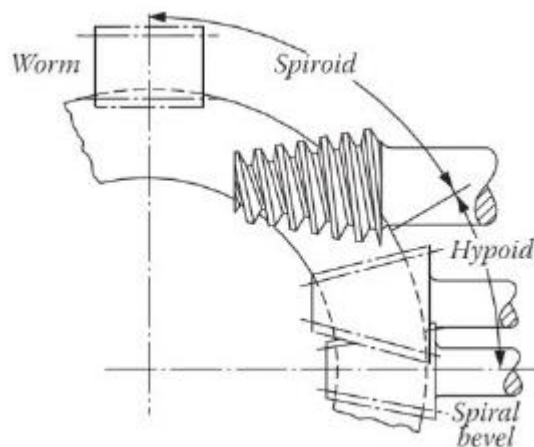


Figura 2-13. Engranaje con ejes no paralelos, no coplanarios [2]

- Engranajes helicoidales de ejes cruzados

Los engranajes helicoidales cruzados o Crossed-Axis Helical gears permiten una gran variedad de velocidades de reducción, además de una gran versatilidad en la posición de sus ejes. La relación de transmisión entre el engranaje y el piñón es solo función del número de dientes.

Su fabricación no es compleja por lo que tienen un coste inicial relativamente bajo.

- Engranajes globoidales cilíndricos

Son un caso extremo de engranajes helicoidales de ejes cruzados. Permiten una relación de reducción mucho mayor que los de ejes cruzados simples pero su capacidad de carga es menor. Para aplicaciones de carga baja son una alternativa económica.

- Engranajes globoidales de evolvente simple

Los engranajes globoidales de evolvente simple (figura 2-14) son de los más utilizados principalmente en sistemas de reducción, ya que otorgan relaciones altas. Tienen mayor capacidad de carga y un funcionamiento más suave que los anteriores, debido a que el ratio de contacto entre los dientes es mayor.

Una ventaja de este tipo de engranajes es que hay menos desgaste y fricción debido a un deslizamiento característico.

La principal desventaja de estos engranajes es que tienen que trabajar por debajo de los límites de carga para los que fueron diseñados por el alto ratio de contacto entre piñón y corona.



Figura 2-14. Engranaje globoidal de evolvente simple

- Engranajes globoidales de evolvente doble

Los engranajes globoidales de evolvente doble (figura 2-15) tienen un montaje complicado debido a que las posiciones relativas del piñón y la corona deben ser muy ajustadas, por lo que el coste de producción es elevado.

Contienen un engranaje con un diente de perfil cóncavo y un tornillo sin fin que también posee un perfil cóncavo. Este diseño aumenta el ratio de contacto y maximiza la eficiencia, soportando por ello mayores cargas que los de evolvente simple.

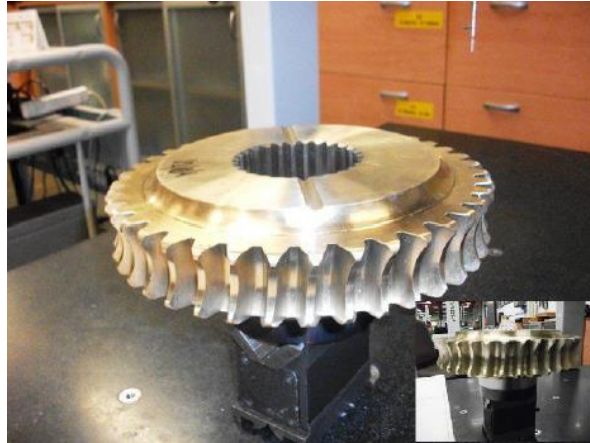


Figura 2-15. Engranaje globoidal de evolvente doble

- Engranajes hipoides

También llamados Hypoid gears (figura 2-16), son engranajes similares a los cónicos helicoidales con la diferencia de que en estos los ejes no se cortan. De hecho, muchas de las máquinas utilizadas para la fabricación de engranajes cónicos helicoidales suelen ser usadas también para la fabricación de los engranajes hipoides. Los dientes son curvados y oblicuos, y los ejes están por lo general en ángulo recto.

Al no cortarse sus ejes pueden tener soportes en los extremos que aumentan la rigidez del conjunto y mejoran la precisión del montaje. Esto hace que estos engranajes funcionen de forma suave y silenciosa.

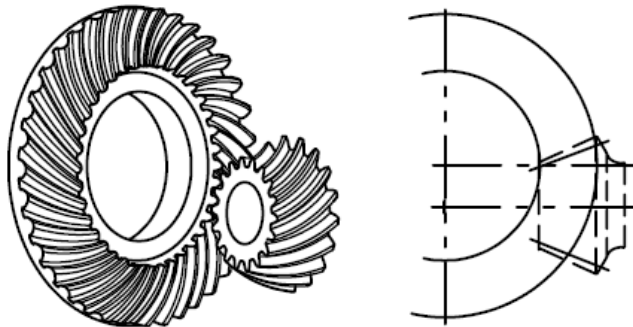


Figura 2-16. Engranajes hipoides [7]

- Engranajes espiroidales

Los engranajes espiroidales (figura 2-17) son una combinación entre los engranajes cónicos helicoidales y un tornillo sin fin de diente helicoidal. Esto hace que posean un gran ratio de contacto por lo que pueden transmitir cargas mayores y tener un rendimiento mayor. Además, se reduce el calentamiento aumentando así su durabilidad.

Son utilizados siempre en reductores pudiendo transmitir relaciones de 1:500.

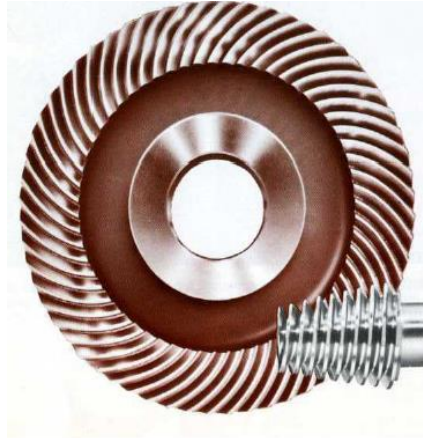


Figura 2-17. Engranajes espiroidales

2.2.4 Engranajes especiales

Los engranajes que se han visto hasta ahora tienen en común que la disposición de sus dientes es siempre alrededor de la superficie de un cilindro o un cono. Sin embargo, existen aplicaciones en las que los movimientos transmitidos por los engranajes no tienen que ser uniformes. En esos casos, se usan otro tipo de engranajes que debido a su uso más reducido simplemente se van a enumerar a continuación (figura 2-18):

- Engranajes cuadrados o rectangulares
- Engranajes triangulares
- Engranajes elípticos
- Scroll gears
- Multiple sector gears

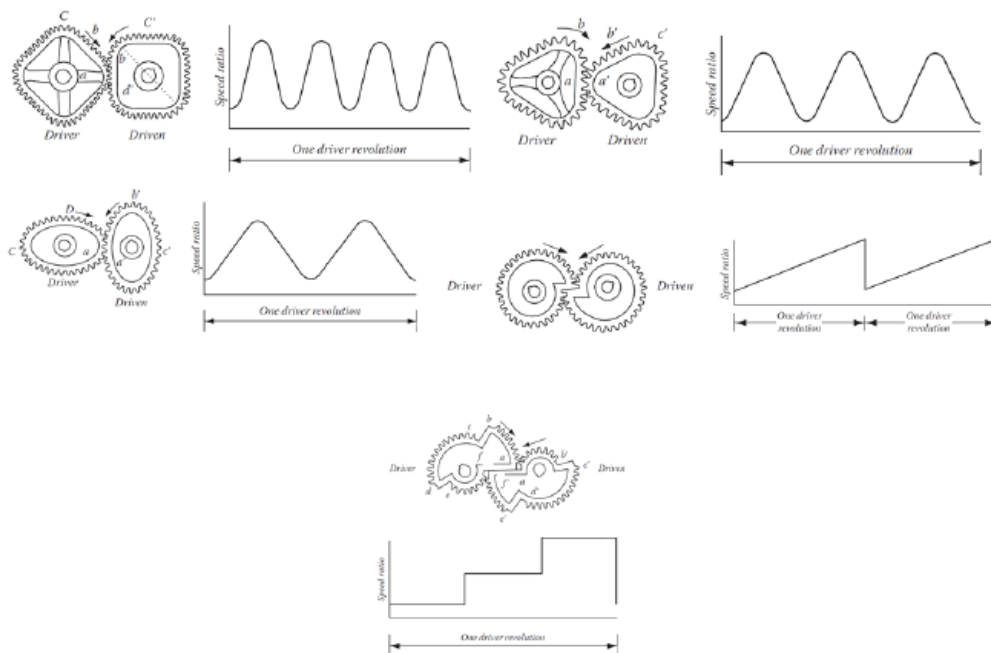


Figura 2-18. Engranajes especiales

2.3 PRINCIPALES APLICACIONES

Existe una gran variedad de formas y tamaños de engranajes, desde los más pequeños usados en relojería e instrumentos, a los de grandes dimensiones empleados, por ejemplo, en las reducciones de velocidad de las turbinas de vapor de los buques, en el accionamiento de los hornos y molinos de las fábricas de cemento.

El campo de aplicación de los engranajes es prácticamente ilimitado. Toda esta gran variedad de aplicaciones del engranaje tiene por única finalidad la transmisión de la rotación o giro de un eje a otro distinto, reduciendo o aumentando la velocidad del primero [3].

Los engranajes cónicos son el objeto de este proyecto, y la principal aplicación es la automoción, en concreto los ejes traseros y delanteros de los vehículos (figura 2-19).

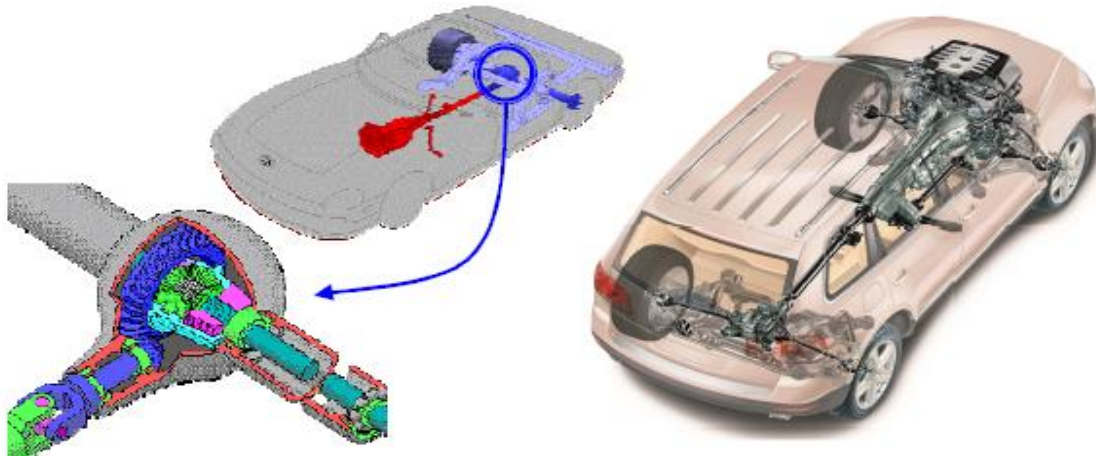


Figura 2-19. Aplicación engranaje cónicos [3]

Los engranajes cónicos en espiral están diseñados para transmitir el par de torsión en líneas de transmisión de engranajes donde la dirección de la fuerza axial necesita cambiarse. En los ejes de automoción este cambio de dirección suele ser de 90° .

El término de engranaje cónico espiral es a menudo confundido con engranaje diferencial y viceversa. En los ejes los vehículos, el diferencial (figura 2-20) es una parte integrada generalmente por engranajes cónicos espirales. Éste sirve para compensar la diferencia de velocidades angulares entre las ruedas derecha e izquierda del eje al conducir el vehículo por una curva.

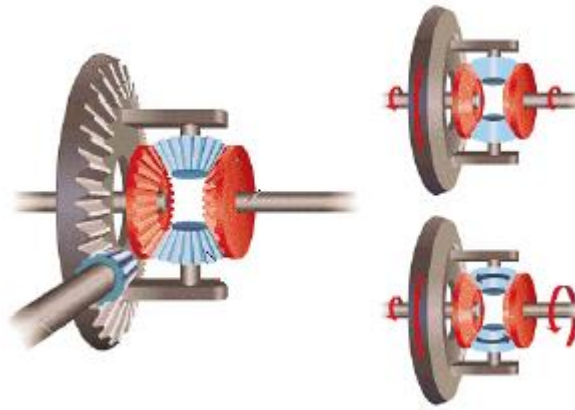


Figura 2-20. Diferencial [3]

2.4 PROPIEDADES DE LA INVOLUTA

Para el desarrollo de los engranajes y su geometría es de gran importancia el conocimiento de curvas y superficies conjugadas.

Un par de curvas son denominadas como conjugadas cuando se cumple que tienen un único punto de contacto, una normal común y una tangente común en dicho punto de contacto.

La involuta (figura 2-21) es un tipo de curva conjugada. Cuando engranan y giran dos dientes con dicho perfil, existe una relación entre sus velocidades angulares que es constante. Desde el contacto inicial hasta el momento de desengrane, la velocidad del engranaje que transmite la potencia está en proporción constante con la del engranaje que es conducido. Resulta así una acción uniforme, lo que es esperable, ya que de no ser así aparecerían aceleraciones que entorpecerían el correcto funcionamiento del sistema [4].

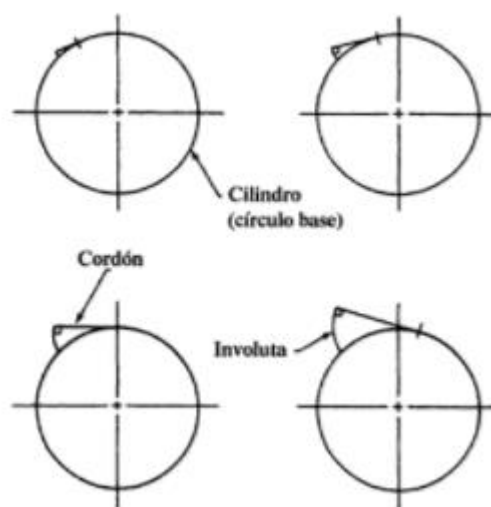


Figura 2-21. Generación de una involuta [2]

Los dientes de los engranajes son superficies que realizan la función de leva. Las formas de las superficies pueden ser muchas de tal forma que cumplan con el comportamiento de las superficies conjugadas. El tipo de superficie utilizada para este fin es el de curva evolvente, la cual cumple con las condiciones de la ley de engranaje.

3 CAPÍTULO III. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LOS ENGRANAJES

Para conocer a fondo la geometría de los engranajes y en concreto de los engranajes cónicos, es necesario definir antes una serie de parámetros y elementos que ayudarán a comprender la estructura básica de los engranajes y su funcionamiento.

Al trabajar con normas europeas y americanas normalmente dichos parámetros se enuncian en inglés [5], [6], [7].

3.1 DEFINICIONES GEOMÉTRICAS

Rueda (Wheel): es la parte del engranaje que tiene mayor número de dientes.

Piñón: es la parte del engranaje que tiene menor número de dientes.

Rack: es un engranaje con dientes distribuidos a lo largo de una línea recta usado para transmitir movimiento en línea recta.

Circunferencia primitiva: es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.

Número de dientes, Z: es el número de dientes que contiene la circunferencia completa del engranaje. Es fundamental para calcular la relación de transmisión.

Gear ratio o relación de transmisión, u: es la relación que existe entre el número de dientes de la rueda y el piñón.

$$u = \frac{Z_r}{Z_p}$$

Módulo, m: es una característica de magnitud definida como la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes. Para que dos engranajes puedan engranar perfectamente tienen que tener el mismo módulo.

$$m = \frac{d}{Z}$$

Tooth spaces: los espacios entre dientes son los intervalos entre los dientes en los que entran los dientes de la pareja del engranaje durante el movimiento de rotación.

3.2 PLANOS PRINCIPALES

Plano axial: un plano axial puede ser cualquier plano que contenga el eje de engranaje y un punto dado.

Plane of axes: son los planos que contienen los ejes de los engranajes en caso de ser coplanarios.

Pitch plane o plano primitivo: es el plano perpendicular al plano axial y paralelo a las superficies primitivas de los engranajes.

Transverse plane o plano transverso: es un plano perpendicular al plano axial y al plano primitivo.

Plano normal: es un plano normal a la superficie del diente en el punto de referencia o paso y perpendicular al plano de referencia.

Plano de rotación: puede ser cualquier plano que sea perpendicular al eje de engranaje.

La figura 3-1 muestra los distintos planos de los engranajes.

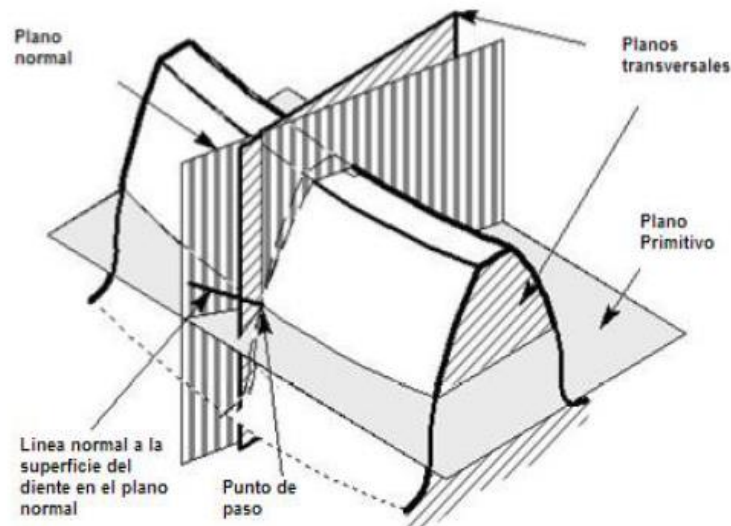


Figura 3-1. Planos de los engranajes [5]

3.3 SUPERFICIES Y DIMENSIONES PRINCIPALES DE ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Pitch surfaces o superficies de referencia: son los planos, cilindros o conos imaginarios que ruedan juntos. Para parejas que giran con velocidad constante, los cilindros y conos de referencia son circulares.

Gear center: es el centro del círculo de referencia.

Cilindro y diámetro pitch: el cilindro y el diámetro de referencia o pitch son las superficies imaginarias que ruedan sin deslizamiento con las mismas figuras de su pareja de engrane. También llamados cilindro y diámetro primitivo.

Pitch circle: círculo que cruza la involuta en el punto donde el ángulo de presión es igual al ángulo de perfil de la base.

Línea de centros: la línea de centros conecta los centros de los diámetros de referencia de una pareja de engranajes.

Cilindro y diámetro TIP: el cilindro TIP es la superficie que coincide con la parte exterior de los dientes. El diámetro TIP es el diámetro exterior que coincide con la base del cilindro TIP.

Cilindro y diámetro ROOT: el cilindro ROOT o cilindro interior es la superficie imaginaria que coincide con la parte baja de los espacios entre dientes en los engranajes cilíndricos. El diámetro ROOT coincide con la base del cilindro ROOT.

Los distintos diámetros del engranaje se muestran en la figura 3-2.

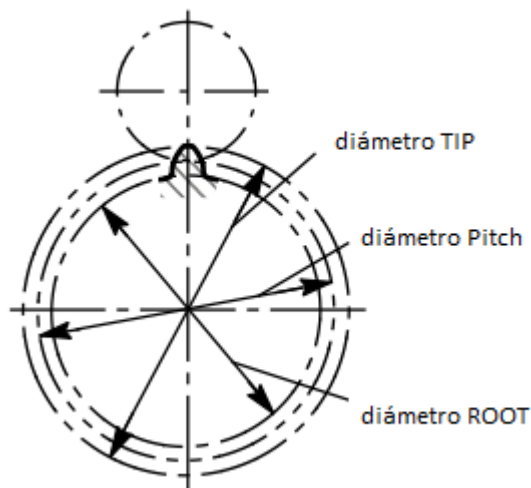


Figura 3-2. Diámetros en engranajes [5]

Top Land: es la superficie de la parte alta del diente (figura 3-3).

Bottom Land: es la superficie situada al pie del diente, adyacente al filete (figura 3-3).

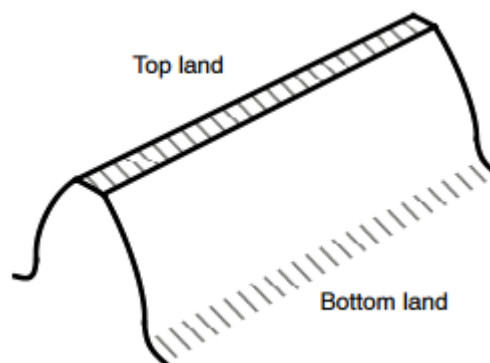


Figura 3-3. Superficies del diente [5]

Addendum, a: es la altura que el diente proyecta sobre el cono primitivo en la distancia del cono primitivo. Es también la distancia radial entre el círculo pitch y la circunferencia del addendo o del TIP.

Dedendum, b: es la altura del espacio entre los dientes bajo el círculo primitivo, también es la distancia radial entre la circunferencia primitiva y la circunferencia del ROOT.

Working depth o profundidad de trabajo: es la suma de los addendum de dos ruedas que engranan.

Clearance, c: es la cantidad que excede el dedendum de un engranaje determinado al addendum de su pareja de engrane.

Whole depth o profundidad total: es la es igual a la suma del addendum con el dedendum. Esta profundidad también es igual a la profundidad de trabajo más el clearance.

En la figura 3-4 se observan estos parámetros.

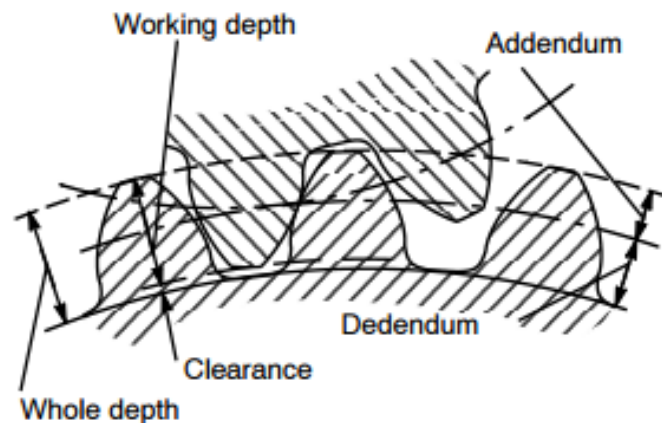


Figura 3-4. Esquema dientes que engranan [5]

3.4 SUPERFICIES Y DIMENSIONES DE ENGRANAJES CÓNICOS

Cono PITCH: es el cono imaginario en un engranaje cónico que rueda sin deslizarse sobre una superficie de paso de otro engranaje.

Cono ROOT: el cono de la raíz es la superficie imaginaria que coincide con los fondos de los espacios entre dientes en un engranaje cónico.

Cono TIP: el cono de la cara o cono TIP es la superficie imaginaria que coincide con la parte superior de los dientes en un engranaje cónico.

Back cone: el back cone de un engranaje cónico es el cono imaginario tangente a los extremos exteriores de los dientes, con sus elementos perpendiculares a los del cono de paso o pitch.

Inner cone: el cono delantero de un engranaje cónico es el cono imaginario tangente a los extremos interiores de los dientes, con sus elementos perpendiculares a los del cono pitch.

Crown circle: el Crown circle de un engranaje cónico es el círculo originado por la intersección entre el back y el front cone.

Apex of the pitch cone: es el vértice del cono de referencia. Puede o no coincidir con el vértice de los conos TIP y ROOT.

Las principales dimensiones de los engranajes se proporcionan en la figura 3-5.

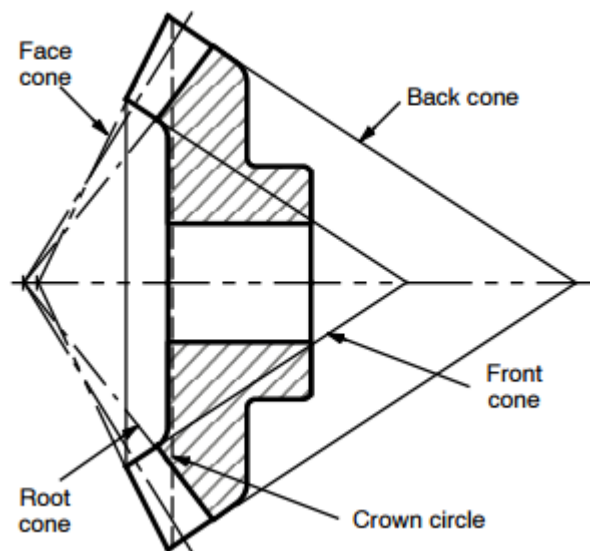


Figura 3-5. Superficies cónicas [5]

Reference angle: es el ángulo que forman el cono de referencia y el eje central del engranaje (figura 3-6a).

TIP angle: es el ángulo que forman el cono TIP y el eje central del engranaje (figura 3-6b).

ROOT angle: es el ángulo que forman el cono ROOT y el eje central del engranaje (figura 3-6c).

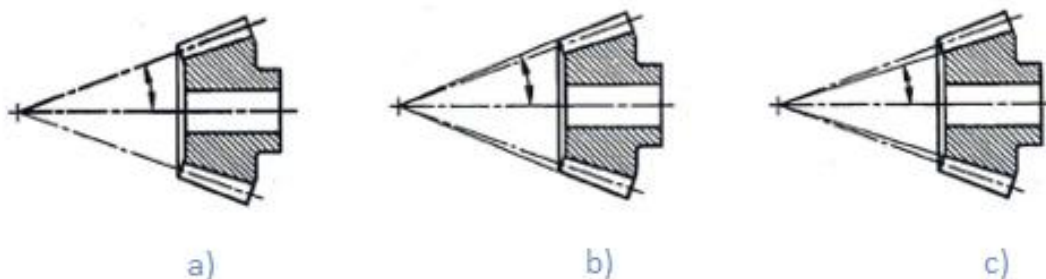


Figura 3-6. Ángulos en engranajes cónicos [5]

Locating Surface: es la superficie de referencia situada en la parte posterior de la pieza en bruto.

Apex to back: es la distancia en la dirección del eje desde el vértice del cono de referencia a la superficie de referencia.

Crossing point: es el punto de corte de los ejes de la pareja de engranajes.

Mounting distance: es la distancia entre la superficie de referencia de un engranaje y el crossing point de los ejes.

Los parámetros anteriores se muestran en la figura 3-7.

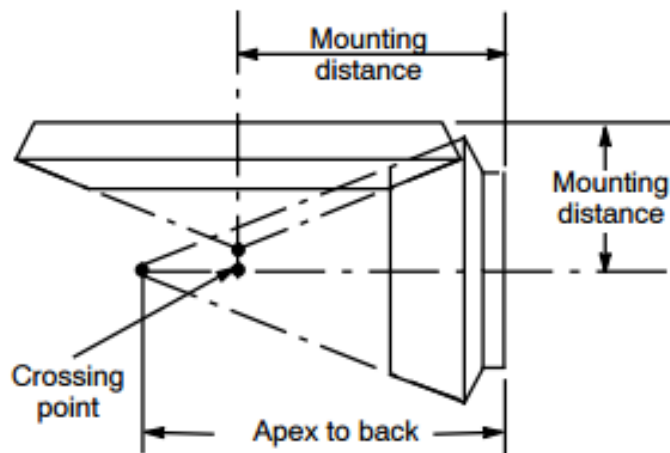


Figura 3-7. Distancias en engranajes cónicos [5]

3.5 PARÁMETROS RELACIONADOS CON LOS DIENTES

Involute teeth o dientes en evolvente: son aquellos en los que el perfil en un plano transversal es la involuta de un círculo (figura 3-8).

Círculo base: es el círculo a partir del cual derivan los perfiles de la evolvente de los dientes.

Diámetro base: es el diámetro del círculo base (figura 3-8).

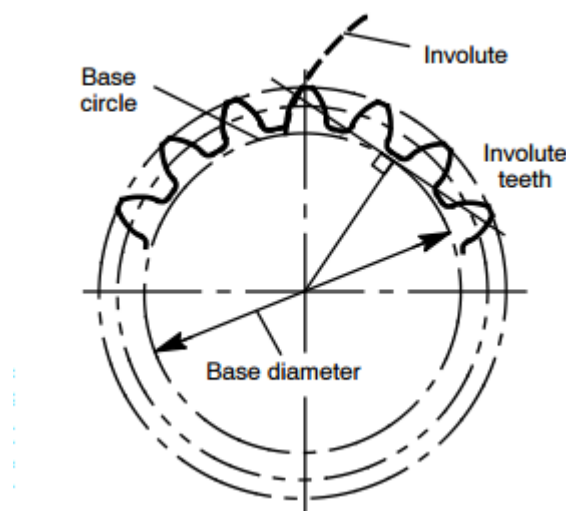


Figura 3-8. Involute teeth [5]

Crowned teeth: los dientes coronados tienen superficies modificadas en el sentido longitudinal para producir contacto localizado o evitar el contacto en sus extremos. Esto puede ser aplicado a cualquier tipo de dientes.

Pressure angle o ángulo de presión: el ángulo de presión (figura 3-9a) es el ángulo en un punto de paso entre la línea de presión que es normal a la superficie del diente, y el plano tangente a la superficie de referencia, normal al perfil del diente. El ángulo de presión se emplea también en la descripción y especificación de las herramientas usadas para cortar y generar dientes de engranes.

Profile angle o ángulo de perfil: el ángulo de perfil (figura 3-9b) es un ángulo de un punto específico de referencia entre una línea tangente a la superficie del diente y la línea normal a la superficie de pitch o de referencia. Esta definición es aplicable a todos los tipos de engranajes en los cuales se pueda definir una superficie pitch. El profile angle proporciona la dirección de la tangente al perfil del diente.

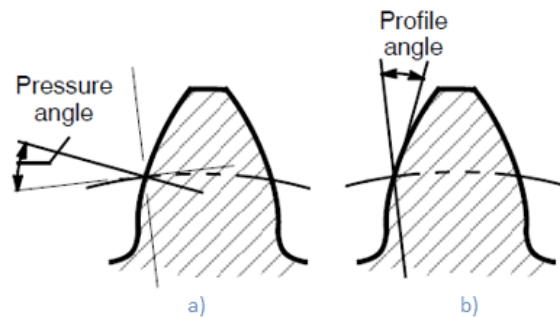


Figura 3-9. Pressure y Profile angle [5]

Paso: es la distancia entre un punto en un diente y el mismo punto en el diente adyacente. Es una medida de longitud y se puede medir en línea o en una curva (figura 3-10).

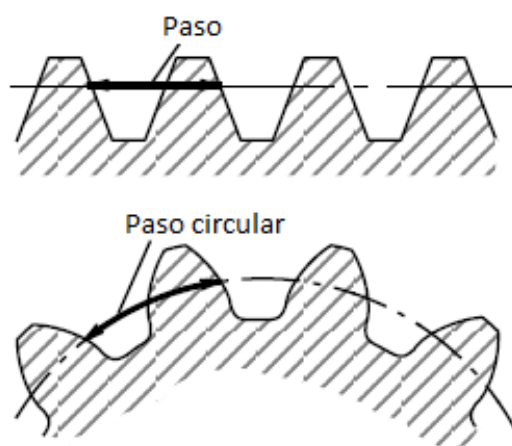


Figura 3-10 Paso de diente [5]

Superficie de diente o flanco: el flanco del diente es la superficie que forma el lado del diente.

Flanco derecho o izquierdo: es conveniente diferenciar las dos caras del diente. Para un observador que esté mirando la cara de referencia del diente, el flanco derecho es el que queda a la derecha y el flanco izquierdo el que queda a la izquierda.

Profile: es el perfil del diente en una sección transversal entre el círculo exterior o TIP y el círculo ROOT.

Tip Relief: es una modificación de un perfil de diente, una pequeña cantidad de material se retira cerca de la punta del diente de engranaje (figura 3-11).

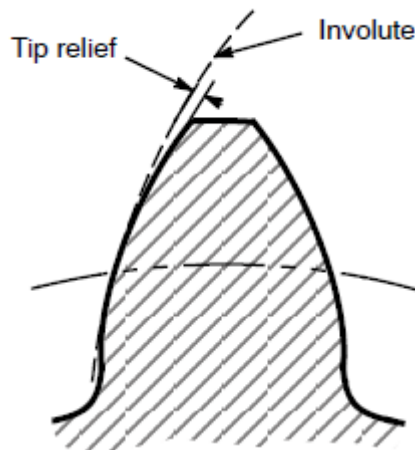


Figura 3-11. Tip Relief [5]

Fillet curve o ROOT fillet: es la parte cóncava del perfil del diente donde se une a la parte baja del diente.

Undercut o rebaje: es una condición en los dientes de engranaje generados cuando cualquier parte de la curva del filete se encuentra dentro de una línea dibujada tangente al perfil de trabajo en su punto de unión con el fileteado. Es introducido deliberadamente para facilitar las operaciones de acabado (figura 3-12).

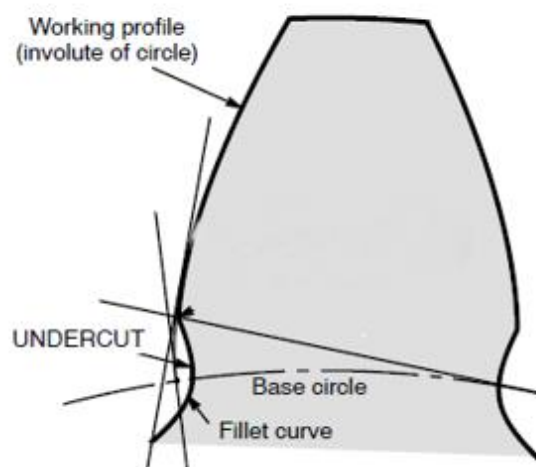


Figura 3-12. Undercut [5]

Lead: es el comúnmente llamado flanco del diente.

Lead angle: el ángulo que forma el lead con los datum de la pieza.

Face width: es la longitud del diente en un plano axial.

Right hand spiral bevel gear: un engranaje cónico espiral de hélice derecha (figura 3-13a) es uno en el que la mitad exterior de un diente está inclinada en sentido horario.

Left hand spiral bevel gear: un engranaje cónico espiral de hélice izquierda (figura 3-13b) es uno en el que la mitad exterior de un diente está inclinada en sentido contrario a las agujas del reloj.

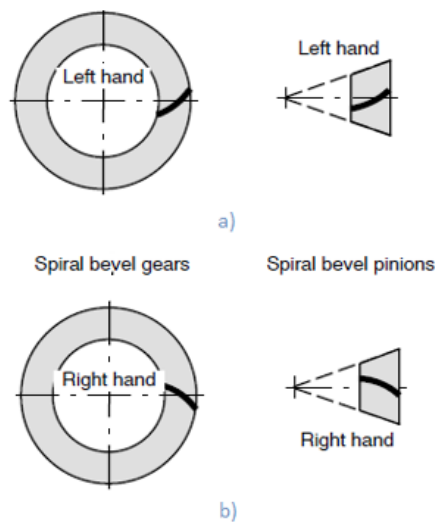


Figura 3-13. Cónicos espirales [5]

Shaft angle: es el ángulo entre ejes en una pareja de engranajes que no son paralelos. En el caso de los engranajes cónicos, la suma de dos ángulos pitch.

Cone distance o distancia de cono: es la distancia que existe en un engranaje cónico entre el vértice del cono pitch y una posición del diente dada.

Toe: o talón de un diente en un engranaje cónico, es la porción de la superficie del diente situada en el extremo externo.

Heel: o planta de un diente en un engranaje cónico, es la parte de la superficie del diente situada en el extremo interno.

En la figura 3-14 se muestran los parámetros anteriores.

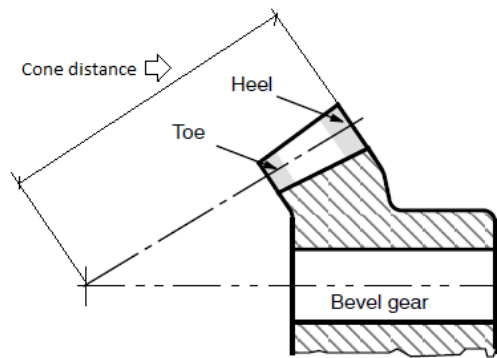


Figura 3-14. Perfil de diente [5]

3.6 TÉRMINOS RELACIONADOS CON EL ESPESOR DE DIENTE

Circular thickness: es la longitud del arco entre dos lados de un diente del engranaje, en el círculo pitch.

Chordal thickness: es la longitud de la cuerda entre los dos lados del diente a la altura del círculo pitch.

Chordal Addendum: es la altura desde la parte superior del diente hasta el arco del círculo pitch.

El siguiente esquema detalla los diferentes espesores de diente (figura 3-15).

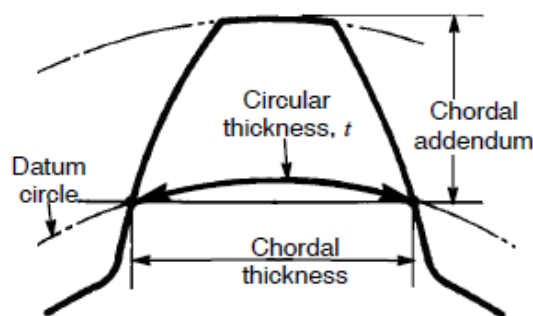


Figura 3-15. Espesor de diente [5]

3.7 TÉRMINOS RELACIONADOS CON PAREJAS DE ENGRANAJES

Engranajes conjugados: transmiten un movimiento rotatorio uniforme desde un eje a otro mediante dientes de engranaje.

Offset: es la distancia perpendicular entre ejes en engranajes hipoides.

Operating pressure angle: es el ángulo de presión de trabajo determinado por los círculos base de dos engranajes y la distancia al centro a la que el engranaje opera.

Backlash u holgura: o juego lateral es el espacio entre los dientes, que excede al espesor del diente que engrana, sobre los círculos primitivos. Un cierto backlash es necesario para impedir que los dientes se traben entre sí cuando la temperatura aumenta (figura 3-16).

Backlash variation: es la variación en el backlash entre el máximo y el mínimo medido a lo largo de una revolución completa al engranar la pareja.

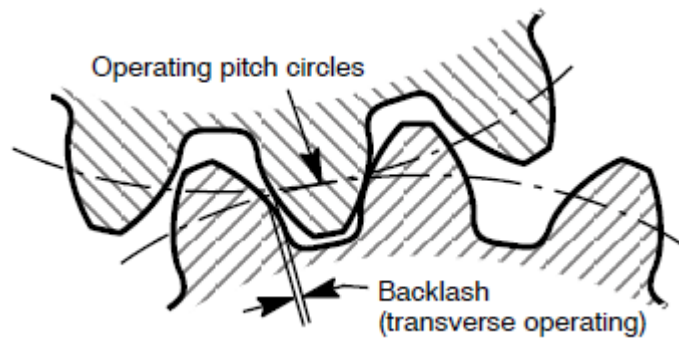


Figura 3-16. Backlash [5]

Avance de la cara: es la distancia sobre la circunferencia primitiva a través de la cual un diente en espiral se mueve, desde que inicia su contacto hasta que termina el contacto en el otro diente.

Punto de contacto: es cualquier punto en el que los perfiles del diente entran en contacto.

Línea de contacto: es una línea, recta o curva, donde dos superficies del diente son tangentes entre ellas.

Path of action: o camino de acción es el lugar de contacto de puntos sucesivos entre una pareja de dientes de engrane durante la fase de engranado.

Línea de acción: es el camino de acción para engranajes involutos. Es la línea recta que pasa por el punto pitch y es tangente a las circunferencias base (figura 3-17).

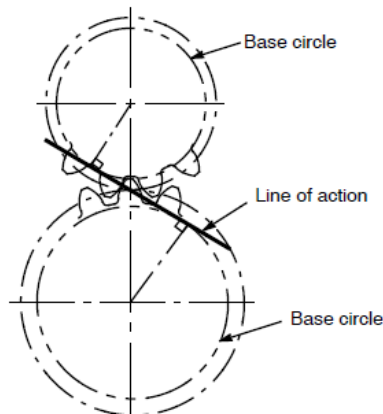


Figura 3-17. Línea de acción [5]

Contact pattern: como resultado de las desviaciones deseadas y no deseadas en los dientes del engranaje, así como las desviaciones en las posiciones de engranaje y como consecuencia de factores operativos, un flanco de diente no contacta con los flancos coincidentes en todos los puntos de su rango activo. El contact pattern es la huella que deja un diente de un engranaje sobre el diente con el que engrana de su engranaje pareja. Es interesante conocerlo para saber si el engrane se produce en el punto que se desea. Un contacto ideal sería centrado en el diente para evitar que se desplace a los extremos a la hora de trabajar bajo carga (figura 3-18).

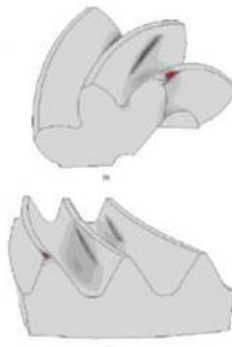


Figura 3-18. Contact Pattern [2]

El tamaño y la localización del contacto está influenciada por modificaciones en el diente tales como la carga o el perfil. Para montajes rígidos el contact pattern suele estar generalmente en el medio del flanco o más cerca del Toe que del Heel. Debe tenerse en cuenta la deflexión de los ejes y la carga de trabajo que modificarán la localización del contacto.

En la figura 3-19 se muestran distintos ejemplos de contactos entre engranajes:





















	
Centre contact, pad type	Inner contact, pad type
	
Short inner contact, semi-elliptical	Short outer contact, semi-elliptical
	
Short centre contact	Full-width contact
	
Narrow contact	Deep contact
	
Tip contact	Root contact
	
Diagonal contact	Alternating tip-root contact
	
Inclined contact	Inclined contact
	
Trapezoidal centre contact (tapering to tip)	Trapezoidal centre contact (tapering to root)
	
Wedge type centre contact (tapering to tip)	Wedge type centre contact (tapering to root)
	
One-sided linear contact on convex tip, elliptical centre contact on concave flank	One-sided linear contact on concave root, elliptical centre contact on convex flank

Figura 3-19. Ejemplos de contact pattern [7]

3.8 PARÁMETROS DE INSPECCIÓN

Tolerancia: es la cantidad que se permite variar a una determinada dimensión. La tolerancia es la diferencia entre el límite máximo y mínimo y es un valor absoluto sin signo (figura 3-20).

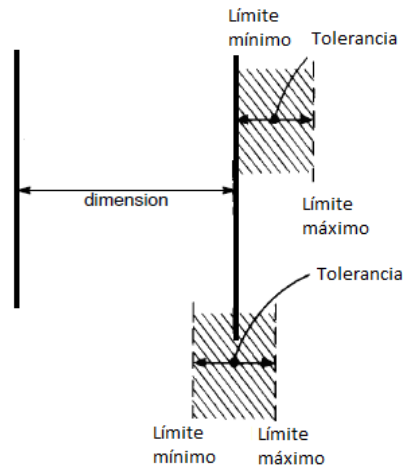


Figura 3-20. Tolerancia [5]

Mean normal module, m_{mn} : relación entre el diámetro pitch medio y el número de dientes en un plano normal sobre la distancia media de cono.

Tolerance diameter (diámetro de tolerancia), d_t : o diámetro donde intersecan la distancia media de cono y la línea de profundidad media del diente (figura 3-21).

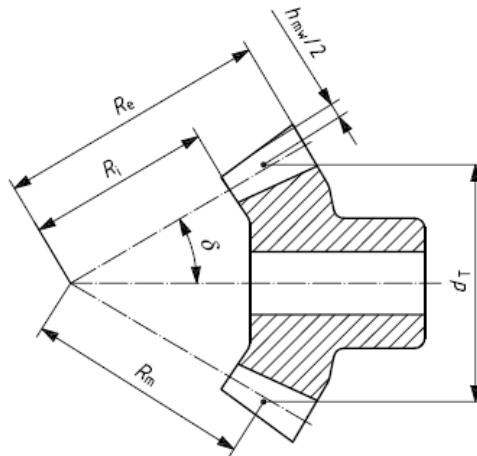


Figura 3-21. Tolerance diameter [16]

Individual pitch deviations (Desviaciones del paso), F_x o f_p : el error individual del paso es la diferencia que existe entre el paso individual en el círculo de referencia en un diente y el paso nominal o teórico del engranaje en el mismo círculo, que se define haciendo la media de los pasos de los z dientes del engranaje (figura 3-22).

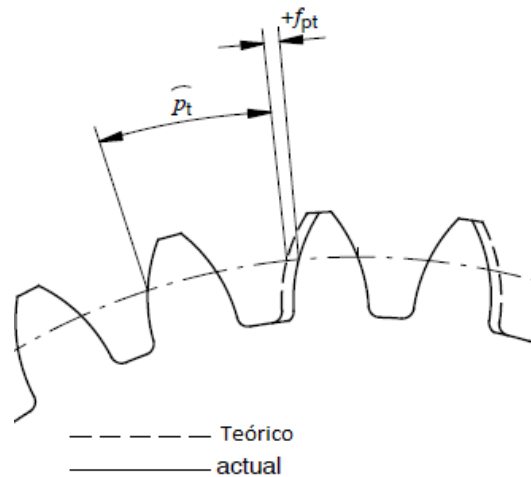


Figura 3-22. Individual pitch deviation [5]

Diferencia entre adjatent pitches, f_{pt} o f_u : también llamado pitch error, es la diferencia entre dos pasos consecutivos tomados desde los flancos derechos o de los izquierdos del engranaje cónico. El paso se mide en el círculo de referencia del engranaje en dirección tangencial.

Total pitch deviation, F_p : es la diferencia algebraica entre el mayor y el menor valor de desviación del pitch.

El gráfico que muestra las distintas desviaciones de diente es el siguiente (figura 3-23):

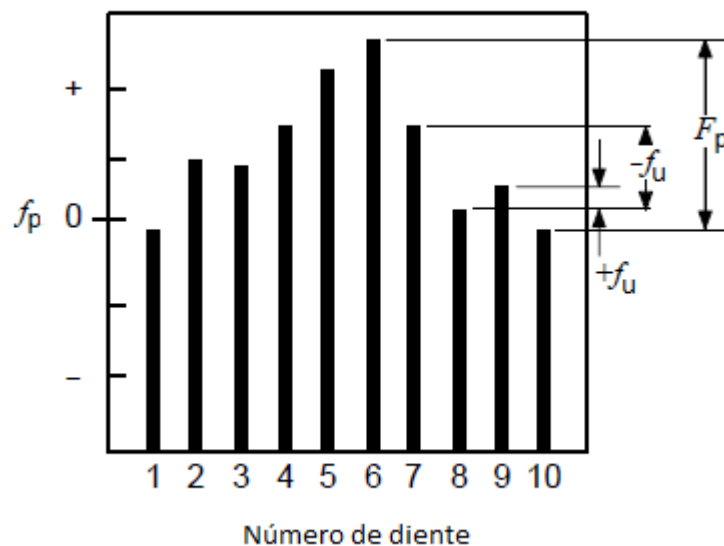


Figura 3-23. Pitch deviations [5]

Runout deviation, F_r : el runout o desviación de concentricidad (figura 3-24), es la máxima variación de la distancia entre una superficie de revolución y una superficie de referencia o datum, medida perpendicularmente a esa superficie de referencia.

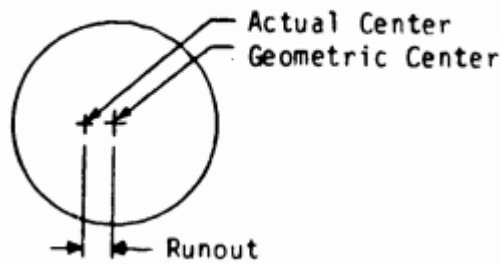


Figura 3-24. Runout [4]

Axial Runout, F_{rd} : la desviación axial u oscilación, se forma cuando existe un ángulo entre la superficie de referencia y una superficie indicada. Normalmente se mide en una dirección paralela al eje de rotación entre la superficie indicada y la superficie de referencia.

Radial runout, F_{rs} : la desviación u oscilación radial es la desviación medida en una dirección perpendicular al eje de rotación del datum.

Double Flank test: es una prueba que consiste en rodar dos engranajes precargados, es decir, sin juego entre ellos, para medir la desviación de la distancia entre centros cuando los engranajes giran 360° . Uno de los engranajes es un master o patrón y el otro es el engranaje a probar (figura 3-25a).

Single Flank test: es una prueba que se le realiza al engranaje en la que se le hace rodar dos engranajes en condiciones de funcionamiento existiendo solo contacto entre uno de los flancos del diente. Durante el test se mantiene tanto la distancia entre los centros como el juego (figura 3-25b).

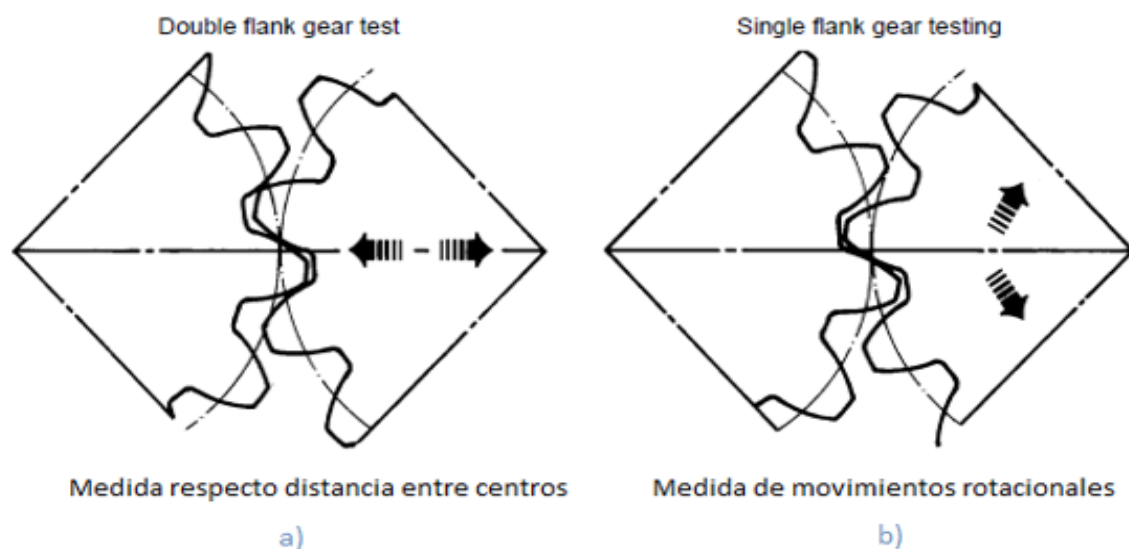


Figura 3-25. Double y single flank test [5]

Single Flank working deviation, F_{ti} : es la variación de la posición de los ángulos del engranaje respecto a la posición angular teórica. Es la diferencia absoluta entre el más y

menos desviado, comparado con una posición inicial y a lo largo de una revolución completa durante la prueba.

Cumulative working pitch deviation, F'_p : en el single flank test, la componente de onda larga se utiliza para hallar el cumulative working pitch deviation. Esta componente puede obtenerse del diagrama producido por el test haciendo una línea media de los valores obtenidos de onda corta. El valor del cumulative working pitch deviation será la diferencia absoluta entre el valor más grande y el más pequeño del diagrama.

Individual working deviation, f'_p : son las componentes de onda corta en el test del single flank. Resultan de quitar la amplitud de onda a los resultados obtenidos durante el single flank test. El individual working deviation es, por tanto, la diferencia entre el mayor y el menor valor de la gráfica.

Single flank working error, f'_i : es la mayor diferencia que ocurre en las desviaciones de la posición angular dentro de un ángulo de rotación correspondiente a la duración de un acoplamiento del diente.

Estos parámetros los proporciona el Single Flank Test. La gráfica con los resultados de dicho test se muestra en la figura 3-26.

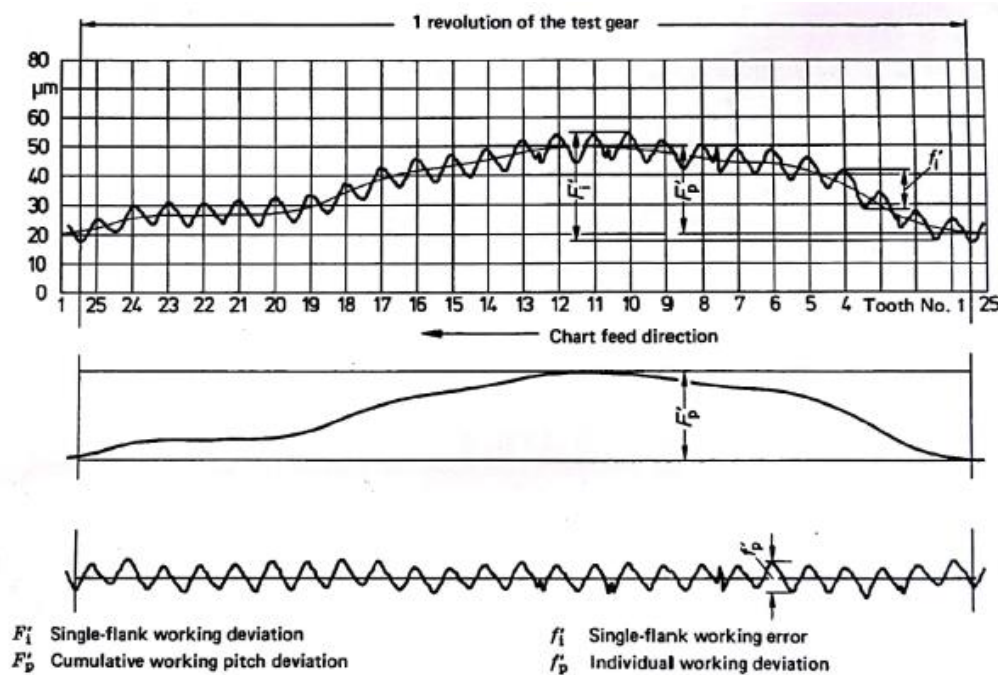


Figura 3-26. Single Flank Test [7]

4 CAPÍTULO IV. NORMATIVA PARA ENGRANAJES

4.1 INTRODUCCIÓN

Para la fabricación de engranajes existe una gran variedad de normativas que depende, sobre todo, de la zona del mundo en la que uno se encuentre. Existen normas creadas por asociaciones, y en ocasiones también por las propias compañías fabricantes de engranajes o del sector de automoción como se puede ver en la figura 4-1.



Figura 4-1. Mapa mundial normas de engranajes [3]

4.2 NORMAS PARA ENGRANAJES CÓNICOS

Este proyecto se centra en las normas AGMA, ISO y DIN para el diseño, acotación e inspección de los engranajes cónicos.

4.2.1 Norma AGMA “American Gear Manufacturers Association”

La AGMA es el grupo comercial de las empresas de fabricación de engranajes. Tiene como misión establecer un estándar sobre el diseño, la fabricación y explotación de los engranajes tanto para Estados Unidos como para gran parte del resto del mundo.

Además de esto, la AGMA también preside un tercio de los activos de los grupos de trabajo de la norma ISO que tienen que ver con los engranajes.

Hoy en día la componen alrededor de cuatrocientas empresas a lo largo de todo el mundo.

Algunas de las normas que hacen referencia a los engranajes cónicos y que se analizan en este proyecto son:

- AGMA 1012-G05: Gear Manufacture Definition of Terms with Symbols.
- AGMA 2008-B: Standard for Assembling Bevel Gears.

- AGMA 2009-B01- Bevel Gear Classification, Tolerances and Measuring Methods.
- AGMA ISO 10064-5-A06: Recommendations Relative to Evaluation of Gears measuring Instruments
- AGMA ISO 10064-6-A10: Bevel Gears Measurement methods.

4.2.2 Normas ISO “International Organization for Standardization”

La ISO es una organización no gubernamental, compuesta por miembros de varias organizaciones de estándares. Fue fundada en el año 1947 y en la actualidad posee miembros de más de ciento cincuenta países del mundo. Hasta el momento la ISO ha publicado alrededor de 19500 normas.

El software para ISO facilita implementación, automatización y mantenimiento de los sistemas de gestión de Calidad, gestión Ambiental, de Riesgos y Seguridad y de Responsabilidad Social.

Se trabaja con las siguientes normas:

- ISO 17485: Bevel Gears ISO System of accuracy.
- ISO 23509: Bevel and Hypoid Gears geometry.

4.2.3 Normas DIN “Deutsches Institut für Normung”

Las normas DIN son los estándares técnicos para el aseguramiento de la calidad en productos industriales y científicos en Alemania.

El instituto alemán de normalización fue fundado en 1917, es el organismo nacional de normalización reconocido que representa los intereses alemanes en las normas europeas e internacionales. Tiene como finalidad fomentar, organizar y dirigir actividades de normalización en beneficio de la sociedad, salvaguardando a la vez el interés público. Unos treinta mil expertos aportan conocimiento gestionado por alrededor de quinientos trabajadores de DIN. La mayoría de las normas creadas por DIN tienen carácter internacional.

Las normas que se refieren a los engranajes cónicos son:

- DIN 3998: Denominations on Gears and Gear Pairs.
- DIN 3971: Definitions and Parameters for Bevel Gears and Bevel Gears Pairs.
- DIN 3965: Tolerancing of Bevel Gears.
- DIN 3966: Information on Gear Teeth on drawings.

5 CAPÍTULO V. ACOTACIÓN Y TOLERANCIAS

El estudio de la acotación de los engranajes cónicos y las tolerancias que se aplican a sus distintos parámetros es el tema principal que da origen a la creación de este proyecto. Como se vio en el capítulo anterior, existe un gran abanico de normas que rigen el funcionamiento correcto de los elementos y maquinaria de fabricación y que facilitan y ayudan, tanto a fabricantes como a clientes, a comprobar la calidad y el perfecto cumplimiento de las capacidades de éstos.

Sin embargo, esta gran variedad de normas existentes es a veces contraproducente, ya que los diseñadores de distintas empresas pueden usar unas u otras y no haber un consenso y conocimiento común a la hora de realizar los planos de las piezas.

En este capítulo se estudiarán las dos normas principales sobre engranajes cónicos, con el fin de saber especificaciones y exigencias de cada una, y poder tomar una decisión sobre que norma utilizar en los diseños futuros de engranajes cónicos.

5.1 NORMA DIN

En lo que se refiere a la acotación de engranajes cónicos, la norma DIN propone dos estándares: DIN 3965 y DIN 3966. La primera especifica las tolerancias para los engranajes cónicos rectos y espirales con y sin desplazamiento axial, mientras que la segunda muestra la información que sea necesaria y adecuada, aparte de los datos habituales sobre el material, el tratamiento térmico y la dureza, para definir claramente los dientes de engranaje cónico recto en la realización de los planos de fabricación.

5.1.1 Estructura del sistema de tolerancias en los engranajes

El sistema de tolerancia para engranajes cónicos es similar al desarrollado para engranajes cilíndricos desarrollado en la norma DIN 3961. Estas tolerancias son especificadas en base a la experiencia de la fabricación de engranajes.

Para garantizar el cumplimiento de todos los requisitos funcionales que deben satisfacerse a la hora de fabricar los engranajes cónicos, relativos al buen funcionamiento, capacidad de carga, transmisión angular uniforme y vida útil, es esencial que los errores de determinados parámetros del sistema de diente se mantengan dentro de unos límites o tolerancias.

La norma desarrolla los tamaños de las tolerancias con unos principios similares a los que se aplican en las tolerancias de ajustes circulares. En concreto se basa en un sistema dividido en doce clases, que, dependiendo del diámetro de referencia del engranaje, permite más o menos tolerancias según a qué parámetro se esté refiriendo, siendo la clase

o grado 1 la tolerancia más fina y perdiendo precisión según va subiendo ese número hasta llegar al grado 12 que es el menos restrictivo.

Sin embargo, en la actualidad es imposible conseguir un grado de tolerancia muy elevado siendo los grados más comunes por encima del siete. La norma los incluye para hacer más completo el estándar [8].

5.1.2 Tolerancias en la pieza torneada o “gear blank”

Las principales tolerancias en la fabricación de engranajes se definen sobre la pieza torneada o “Gear Blank” que es justo la operación anterior al tallado final de los dientes de los engranajes.

En la figura 5-1 se muestran las principales dimensiones de los engranajes cónicos.

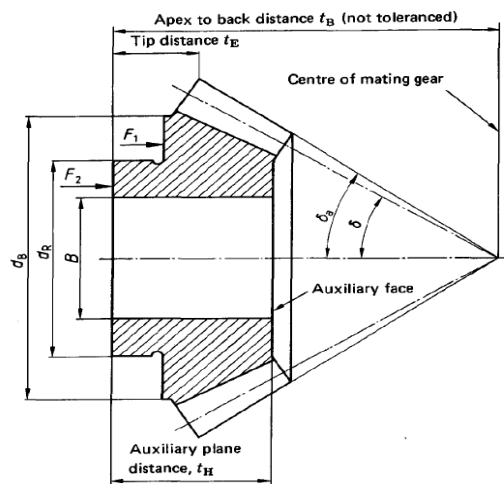


Figura 5-1 Principales dimensiones de la pieza en su fase de torneado [8]

Donde:

- d_R = Diámetro de la superficie de referencia
- d_B = Diámetro de la valona o test flange diameter
- F_1 = Superficie de referencia
- F_2 = Superficie de referencia
- δ_b = Ángulo TIP
- δ = Ángulo pitch o de referencia
- B = Diámetro del agujero

Los requisitos de tolerancia para las superficies y los diámetros de referencia son necesarios para la fabricación, calibración y el montaje de los engranajes.

Para calcular la tolerancia del desplazamiento radial y axial, llamados radial runout y axial runout, se utiliza la siguiente fórmula:

$$F_{rd}=F_{rs}=F_r * 0.2$$

Donde

- F_r = Radial run-out
- F_{rs} = Radial run out of test flange diameter
- F_{rd} = Axial run out de la cara de referencia F_1

La norma también define las tolerancias para las desviaciones del ángulo TIP y el diámetro del agujero interno del engranaje en función del grado o de la clase de la tolerancia dada.

Las desviaciones límites del ángulo TIP son:

- Para grados de tolerancia hasta 6: (+6,0)
- Para grados de tolerancia entre 7 y 9: (+8,0)
- Para grados de tolerancia mayores o igual a 10: (+10,0)

Tolerancias en el diámetro del agujero interno: Para calcular estas tolerancias la norma DIN 3965 hace uso de la norma UNE 4-040-81 (ISO 286(I)-62), la cual presenta el sistema ISO de tolerancias para dimensiones nominales comprendidas entre 0 y 500 mm:

- Para grados de tolerancia 5 y 6: IT5
- Para grados de tolerancia entre 7 y 9: IT6
- Para grados de tolerancia mayores o igual a 10: IT7

5.1.3 Tolerancias en los dientes del engranaje

Una vez definidas las dimensiones y tolerancias en el torneado, el siguiente paso es definir las tolerancias en los dientes ya tallados. Para seleccionar dichas tolerancias, se deben tener en cuenta los requerimientos funcionales y de producción. Además, se ha de tener en cuenta que, las tolerancias seleccionadas se deben aplicar en toda la superficie del diente, la cual, si no se especifica nada, es idéntica a la zona teórica de contacto.

La norma DIN 3965 proporciona en sus partes 2 y 3 unas tablas básicas (figura 5-2), a través de las cuales, en función del módulo y el diámetro de referencia se puede calcular de forma rápida y sencilla las tolerancias de los parámetros principales de los dientes del engranaje para una clase o grado específico [9].

Normal module, m_{mn} : 1 mm to 2 mm

Mean reference diameter, d_m , in mm	Tolerances in μm											
	Error f_p for tolerance class											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Over 1 up to 10	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5	9,0	13	18	28	45	72	115
Over 10 up to 50	2,0	2,5	3,5	5,0	6,5	9,5	13	19	30	47	76	121
Over 50 up to 125	2,0	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	32	51	91	130
Over 125 up to 280	2,0	3,0	4,0	5,5	7,5	11	15	21	34	54	87	139
Over 280 up to 560												
Over 560 up to 1000												
Over 1000 up to 1600												
Over 1600 up to 2500												

Figura 5-2 Ejemplo de tabla perteneciente a la norma DIN 3965 [9]

Estas tablas se consiguen realizar mediante unos cálculos previos usando las fórmulas que se detallarán a continuación, tomando como base la clase de tolerancia 4. Los valores del módulo normal (m_{mn}) y del diámetro de referencia (d_m) son dados en mm, y el valor de las tolerancias en micrómetros. Para incrementar el grado de tolerancia se multiplica el valor que resulte del cálculo por el parámetro gamma, que se especifica en cada caso.

Para las cifras inferiores a 10, las tolerancias calculadas se redondearán al valor más cercano entero cuando se divide por 0,5, mientras que las cifras superiores a 10 serán redondeadas al número entero más próximo.

- Individual pitch error:

$$f_p = 4 + 0.315(m_{mn} + 0.25 \sqrt{d_m})$$

Con $\phi = 1.4$ para tolerancias menores de clase 8

$\phi = 1.6$ para tolerancias mayores de clase 8

- Diferencia entre adjacent pitches:

$$f_u = 5 + 0.4 (m_{mn} + 0.25 \sqrt{d_m})$$

Con $\phi = 1.4$ para tolerancias menores de clase 8

$\phi = 1.6$ para tolerancias mayores de clase 8

- Pitch error acumulado:

$$F_p = 7.25 m_{mn}^{1/7} d_m^{4/21}$$

Con $\phi = 1.4$ para tolerancias menores de clase 8
 $\phi = 1.6$ para tolerancias mayores de clase 8

- Radial run out:

$$F_r = 1.68 + 2.18 \sqrt{m_{mn}} + (2.3 + 1.2 \log m_{mn}) d_m^{1/4}$$

Con $\phi = 1.4$ para todas las tolerancias

- Tangencial composite error o single flank working deviation:

$$F_{ti} = 0.8 (K_1 + K_2)$$

$$K_1 = 7.25 m_{mn}^{1/7} d_m^{4/21}$$

$$K_2 = \sqrt{K_3^2 + K_4^2}$$

$$K_3 = 2.5 + 0.25 (m_{mn} + 3 \sqrt{m_{mn}})$$

$$K_4 = 1.5 + 0.25 (m_{mn} + 9 \sqrt{m_{mn}})$$

Con $\phi = 1.4$ para tolerancias menores de clase 8
 $\phi = 1.6$ para tolerancias mayores de clase 8

- Tangencial tooth to tooth composite error o single flank working error:

$$f_{ti} = 0.7 (K_5 + K_2)$$

$$K_5 = 4 + 0.315 (m_{mn} + 0.25 \sqrt{d_m})$$

$$K_2 = \sqrt{K_3^2 + K_4^2}$$

$$K_3 = 2.5 + 0.25 (m_{mn} + 3 \sqrt{m_{mn}})$$

$$K_4 = 1.5 + 0.25 (m_{mn} + 9 \sqrt{m_{mn}})$$

Con $\phi = 1.4$ para tolerancias menores de clase 8
 $\phi = 1.6$ para tolerancias mayores de clase 8

- Long-wave component of tangential composite error o 233

$$f_{li} = 10 + 1.3 \sqrt{d_m}$$

Con $\phi = 1.4$ para tolerancias menores de clase 8
 $\phi = 1.6$ para tolerancias mayores de clase 8

- Short wave component of tangential composite error:

$$f_{ki} = K_6 (K_7 + 0.2 f_p)$$

$$K_6 = \frac{1}{\varepsilon_\gamma} \text{ para } \varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta < 2$$

$$K_6 = \frac{1}{2} \text{ para } \varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \geq 2$$

$$K_7 = \sqrt{K_8^2 + K_9^2}$$

$$K_8 = 2 + 2.5 \sqrt{m_{mn}} + 0.15 \sqrt{d_m}$$

$$K_9 = 1.5 + 2 \sqrt{m_{mn}} + 0.12 \sqrt{d_m}$$

5.1.4 Información en los planos de engranajes cónicos

La norma DIN 3966 da información sobre los parámetros que deben ser acotados en los engranajes cónicos y la información que se ha de incluir en la tabla [10].

5.1.4.1 Dimensiones y símbolos en el plano

Las dimensiones que deben ser acotadas en un engranaje cónico son las siguientes (figura 5-3):

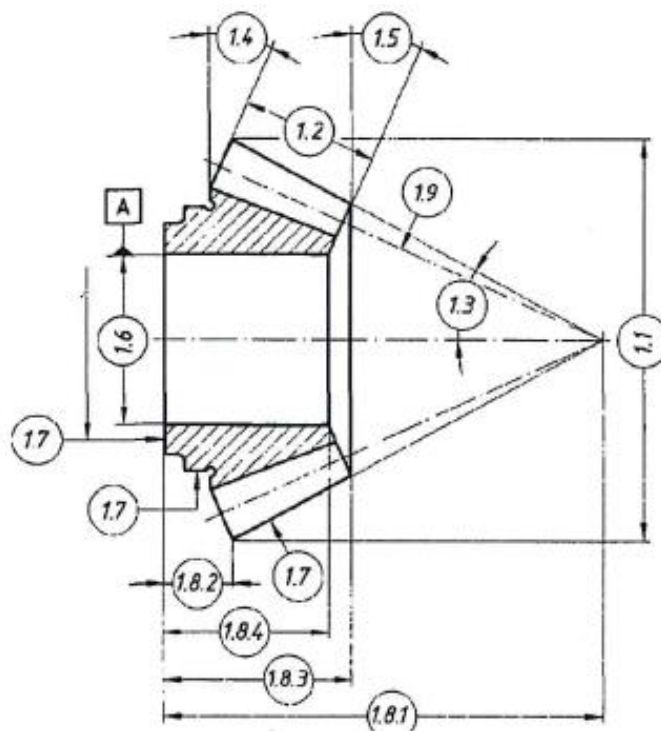


Figura 5-3. Acotación según DIN [10]

- 1.1 Diámetro TIP
- 1.2 Facewidth
- 1.3 Ángulo TIP
- 1.4 Ángulo complementario del back cone angle
- 1.5 Ángulo complementario del inner cone angle

- 1.6 Diámetro del cilindro interior
- 1.7 Tolerancias de concentricidad (si son necesarias)
- 1.8 .1 Apex to back distance (según la norma, no necesita tolerancia)
- 1.8.2 Outer TIP distance
- 1.8.3 Inner TIP distance
- 1.8.4 Distancia del plano auxiliar (debe ser especificada si es necesaria)
- 1.9 Symbols of surfaces for the tooth flank

5.1.4.2 Datos en la tabla

Normalmente los planos de engranajes suelen tener adjuntos una tabla con información acerca del engranaje. La norma DIN proporciona los datos que se deben incluir en esta tabla y añade algunos ejemplos para completar la información.

Los parámetros de la tabla deben ser definidos para seleccionar la herramienta con la que producir los engranajes, para ajustar la máquina de producción de los dientes del engranaje y para probar dichos dientes una vez fabricados.

La tabla puede estar incorporada en el plano o puede estar adjuntada en otra hoja separada.

Los datos que pide la norma son:

1. Dimensiones nominales del engranaje dentado:
 - Módulo, m_p , en el círculo de referencia.
 - Numero de dientes, z
 - Ángulo del cono de referencia, δ
 - Diámetro de referencia exterior (outer diameter), d_e
 - Distancia de cono, R_e
 - Dientes del estriado, Z_p
 - Tooth thickness half angle,
 - Dedendum ϑ o root angle, δ_t
 - Pressure angle, α_p
2. Tolerancias de los dientes y sus dimensiones de test:
 - Grado de calidad del engranaje, de acuerdo con la norma DIN 3965. El grado de calidad deberá ser acordado por el fabricante y el cliente.
 - Espesor de diente o tooth thickness y sus tolerancias, debiendo estar definido el normal chordal tooth thickness en el back cone con sus tolerancias y su correspondiente altura.
 - Datos complementarios (cuando sean necesarios).
 - Pareja con la que engrana la pieza, indicando el número de referencia, el número de dientes y el Shaft angle en la caja de transmisión con tolerancias.

3. Datos para el tratamiento térmico: en ocasiones, si es necesario, se pueden incluir datos para el tratamiento térmico en un panel adicional de la tabla.

5.1.4.3 Ejemplo de plano según DIN 3966

Además de indicar la forma de acotar y los datos que se deben incluir en la tabla adjunta, la norma añade varios ejemplos para comprender mejor sus requerimientos.

La figura 5-4 es un ejemplo de acotación de un piñón cónico.

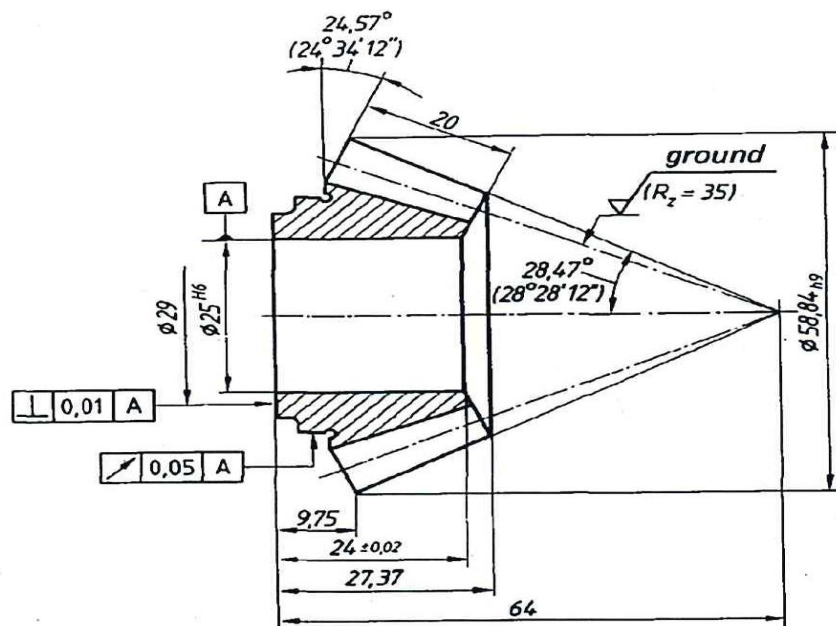


Figura 5-4. Engranaje acotado según DIN [10]

Por otra parte, la tabla de datos adjunta se muestra en la figura 5-5.

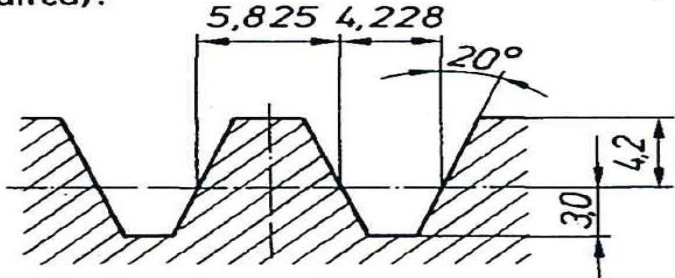
Straight bevel gear		
Module	m_p	3,2
Number of teeth	z	16
Reference cone angle	δ	$24,57^\circ$ ($24^\circ 34' 12''$)
Outer reference diameter	d_e	51,20
Cone distance	R_e	61,574
Crown gear teeth	z_p	38,48376
Tooth thickness half angle	ψ_p	$2,71^\circ$ ($2^\circ 42' 36''$)
Dedendum angle	ϑ_f	$2,79^\circ$ ($2^\circ 47' 24''$)
or root angle	δ_f	
Pressure angle at a point	α_p	20°
Gear tooth quality		—
Test dimensions of tooth thickness	Normal chordal tooth thickness in the back cone \bar{s}	5,81 — 0,03 — 0,08
	Height above chord \bar{h}	4,35
Additional gear tooth tolerances and test data		
Mating gear	Reference number	54 321
	Number of teeth z	35
Shaft angle in housing with allowances Σ		$90^\circ \pm 0,03^\circ$
Supplementary data (if required):		
 <p>Standard basic rack tooth profile</p>		

Figura 5-5. Tabla asociada al engranaje anterior [10]

La norma proporciona ejemplos de cómo han de ser diseñados los planos de engranajes según sus propias normas. En concreto, se ha ilustrado el ejemplo en el que coinciden el punto de cono del TIP y el del cono de referencia o pitch cone.

Como nota se puede añadir que la diferencia de puntos de cono debería ser acotada si los conos no coincidieran en el mismo punto. Al no definir un grado de calidad, se observa como en el plano se define el runout. Éste no se debe dar si se le asigna un grado de calidad, ya que podría crear confusión a la hora de leer el plano.

5.1.5 Contact Pattern según DIN

Por último, la norma DIN sugiere una forma de señalar el contacto entre dientes en el plano (figura 5-6).

En concreto, indica que el patrón de contacto debe ser determinado realizando un test con los engranajes colocados a su distancia de montaje, aplicando sobre ellos una pequeña carga de trabajo e impregnando sobre ellos una fina película de pasta que mostrará las zonas de contacto entre engranajes.

El diseño del contact pattern debe también tener en cuenta las posibles cargas futuras a las que estará sometido el conjunto y que desplazarán el contacto obtenido durante el test inicial hacia los extremos del diente.

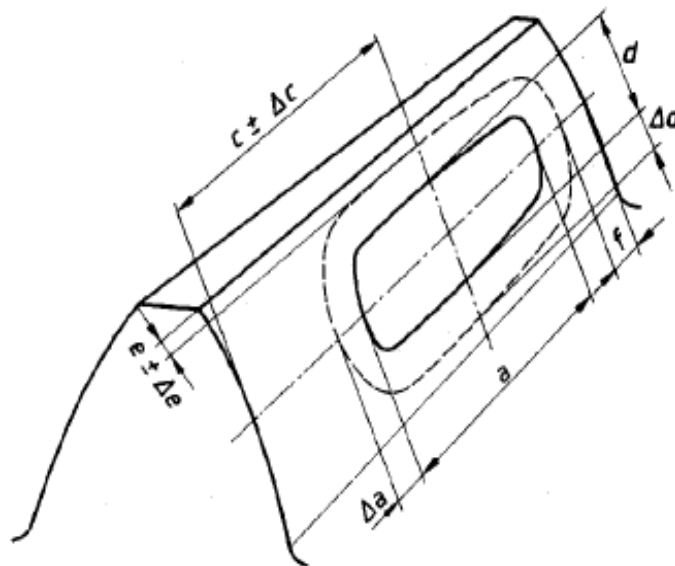


Figura 5-6. Contact Pattern según DIN [8]

La principal ausencia en la norma DIN es la falta de información en cuanto al Backlash o juego entre engranajes en el plano, algo que para el correcto funcionamiento de la pareja de engranajes es fundamental conocer.

5.2 NORMA AGMA

La norma AGMA especifica también la manera de acotar los elementos principales de los engranajes y las tolerancias que se aplican tanto al “gear blank” o preforma y a los dientes de los engranajes durante su funcionamiento. Para esto nos proporciona los standards ANSI/AGMA 2009-B01 y ANSI/AGMA 1012-G08 [11], [12].

5.2.1 Estructura del sistema de tolerancias en los engranajes

El sistema de tolerancias según AGMA se basa en una clasificación que consta de un código alfanumérico que consiste en un prefijo con la letra “B” que indica la fuente de tolerancia, seguido de un grado numérico que va desde el dos hasta el once.

Por tanto, se trata de diez grados de precisión donde el grado B2 es el más preciso, ya que tiene las tolerancias más pequeñas, y el grado B11 es el más permisivo. Estos grados de precisión están separados por una progresión geométrica uniforme.

5.2.2 Tolerancias en la pieza torneada o “gear blank”

La norma clasifica las tolerancias en el torneado en dos categorías según a los elementos a los que estas se refieran. En particular, define tolerancias primarias a las tolerancias que se refieren a las superficies de referencias o datum, como el agujero pasante, la cara posterior o el eje. Estas tolerancias afectan directamente a la geometría y la precisión del flanco. Por otro lado, las tolerancias secundarias son aquellas que están relacionadas con los límites de la superficie de los dientes del engranaje como el face angle, back angle o el diámetro exterior. En caso de que estas superficies no sean controladas correctamente, es imposible fabricar o medir cualquier engranaje con un grado de precisión.

5.2.2.1 Tolerancias primarias

Para el cálculo de las tolerancias primarias se hace uso de la tolerancia acumulativa total del pitch (F_{pT}). Se utilizan las siguientes ecuaciones:

- Bore roundness o redondez del pasante:

$$T_{bc} = 0.25 * F_{pT}$$

- Bore taper tolerance o tolerancia de conicidad:

$$T_{bt} = 0.10 * F_{pT}$$

- Bore size tolerance o tolerancia de tamaño del pasante:

$$T_{bs} = 0.25 * F_{pT}$$

- Gear mounting surface runout tolerance o tolerancia de concentricidad:

$$T_{mr} = 0.25 * F_{pT}$$

- Shaft journal size tolerance:

$$T_{js} = 0.25 * F_{pT}$$

- Shaft journal roundness tolerance:

$$T_{jr} = 0.25 * F_{pT}$$

- Shaft journal runout:

$$T_{jrc} = 0.25 * F_{pT}$$

- Mounting shoulder runout tolerance o tolerancia de concentricidad del hombro:

$$T_{jrs} = 0.10 * F_{pT}$$

5.2.2.2 Tolerancias secundarias

Este tipo de tolerancias pueden ser aplicadas en el torneado inicial o una vez los dientes del engranaje hayan sido tallados. Existen dos métodos para especificar dichas tolerancias, aunque se tendrá en cuenta solo el primero que proporciona la norma por simplificación. Los parámetros a los que se les debe aplicar tolerancias son:

- Face angle distance:

$$T_F = 0.5 * d_{ae} * \cos \delta a + t_E * \sen \delta a$$

- Back angle distance:

$$T_B = \frac{T_F - t_E / \sen \delta 1}{\tan \delta 1}$$

Donde:

- d_{ae} = Diámetro exterior
- t_e = Pinion Crown to back o TIP distance
- δ_a = Face angle
- δ_1 = Ángulo pitch o de referencia

La figura 5-7 muestra las dimesiones mencionadas anteriormente.

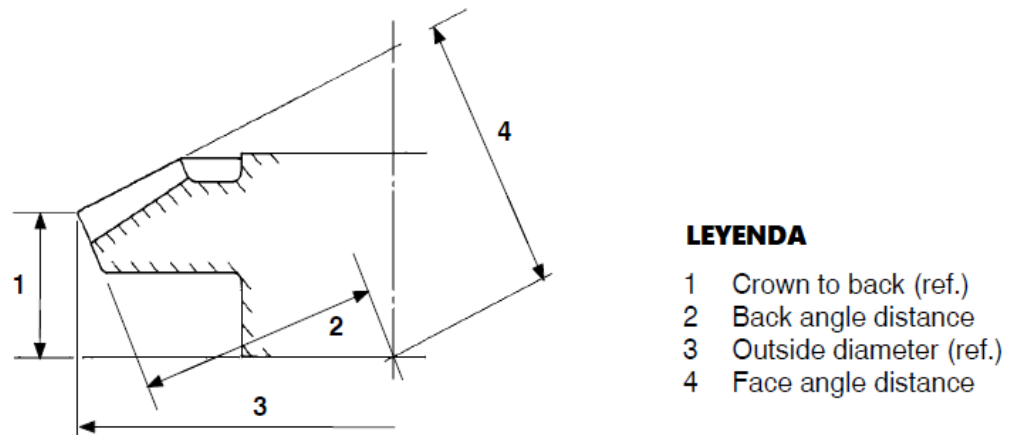


Figura 5-7. Dimensiones Gear Blank [11]

Por último, la norma proporciona también una tabla (figura 5-8) en la que sugiere las tolerancias para estos dos últimos parámetros dependiendo del módulo normal, m_{mn} :

Mean normal module, m_{mn} , mm	Tolerance, mm	
	Face angle distance	Back angle distance
0.3 and finer	+0.00	+0.03
	-0.03	-0.03
0.3 to 0.5	+0.00	+0.05
	-0.08	-0.05
0.5 to 1.25	+0.00	+0.08
	-0.10	-0.08
1.25 to 10	+0.00	+0.10
	-0.10	-0.10
10 and coarser	+0.00	+0.13
	-0.13	-0.13

Figura 5-8. Tabla de tolerancias sugerida [11]

5.2.3 Tolerancias en los dientes del engranaje

Como se ha visto anteriormente las tolerancias según la norma AGMA están clasificadas en ocho grados, desde el más preciso B2, hasta el grado menos preciso B11. Al igual que las normas DIN, da la posibilidad de calcular las tolerancias mediante unas ecuaciones o unas tablas que la propia norma proporciona. De este modo se puede hallar fácilmente las tolerancias a aplicar en los engranajes que se van a inspeccionar.

El factor multiplicador entre dos grados consecutivos es $\sqrt{2}$. Los valores de tolerancias para el grado mayor o menor se obtendrán multiplicando o dividiendo respectivamente, el valor de la tolerancia en ese grado por $\sqrt{2}$.

Existen, además, unas reglas de redondeo para los valores hallados mediante las ecuaciones de tolerancia, que son las siguientes:

- Si el valor es mayor que $10\mu_m$, se redondea al entero más cercano.
- Si el valor es menor que $10\mu_m$ y mayor que $5\mu_m$ se redondea al $0,5\mu_m$ más cercano.
- Si es menor que $5\mu_m$, se redondea al $0,1\mu_m$ más cercano.

Las ecuaciones para calcular las tolerancias, que proporcionan los valores para las tolerancias de grado B4, son las siguientes:

- Single pitch tolerance, f_{pt} :

$$f_{pt} = (0.3 m_{mn} + 0.003 d_t + 5.2)(\sqrt{2})^{(B-4)}$$

- Total cumulative pitch, F_{pt} :

$$F_{pt} = (0.3 m_{mn} + 0.0025 d_t + 19)(\sqrt{2})^{(B-4)}$$

- Runout tolerance, F_r :

$$F_r = 0.8(0.3 m_{mn} + 0.0025 d_t + 19)(\sqrt{2})^{(B-4)}$$

- Single flank composite tolerance diente a diente, f_{is} :

$$f_{is} = (0.03 m_{mn} + 0.003 d_t + 2)(\sqrt{2})^{(B-4)}$$

- Single flank composite tolerance total, F_{is} :

$$F_{is} = (0.33 m_{mn} + 0.033 d_t + 22)(\sqrt{2})^{(B-4)}$$

- Double flank composite tolerance diente a diente:

$$f_{id} = (1.6 m_{mn} + 0.01 \sqrt{d_t} + 0.8)(\sqrt{2})^{(B-4)}$$

- Double flank composite tolerance total:

$$F_{id} = (3.2 m_{mn} + 0.04 d_t + 12.76)(\sqrt{2})^{(B-4)}$$

Además de las ecuaciones para calcular dichas tolerancias, la norma proporciona también unas tablas con las que calcular de manera más rápida los valores de las tolerancias de los parámetros deseados en función del grado, el tolerance diameter y el módulo normal. Por ejemplo, para un engranaje de 600mm de diámetro y un módulo normal de 10mm, con grado de precisión b4 la tolerancia en μm sería (figura 5-9):

Single pitch tolerance, f_{pt} , grade 4

Tooth size Module m_{mn} mm	Tolerance diameter d_T mm							
	100	200	400	600	800	1 000	1 500	2 500
	f_{ptT} μm							
1	5,5	6,0	6,5	7,0	—	—	—	—
5	7,0	7,0	8,0	8,5	9,0	9,5	11	—
10	8,0	8,5	9,0	10	10	11	13	16
25	—	13	14	14	15	16	17	20
50	—	—	21	22	22	23	25	28

Figura 5-9. Tabla tolerancias AGMA [16]

5.2.4 Información en los planos de engranajes cónicos

Al contrario que en las normas DIN, AGMA no dedica un estandar concreto para indicar la manera de acotar o la información que deben llevar los planos ya acabados para la fabricación de los engranajes cónicos.

Sin embargo, en una de sus normas si muestra las dimensiones que han de ser acotadas y cuáles serán teóricas, es decir, no necesitarán estar acompañadas de una tolerancia, y cuáles no. Además, la norma distingue entre rueda y piñón a la hora de acotar las diferentes dimensiones y parámetros.

En las siguientes figuras se representan la recomendación de acotación que sugiere la norma para las ruedas (figura 5-10) y para los piñones (figura 5-11):

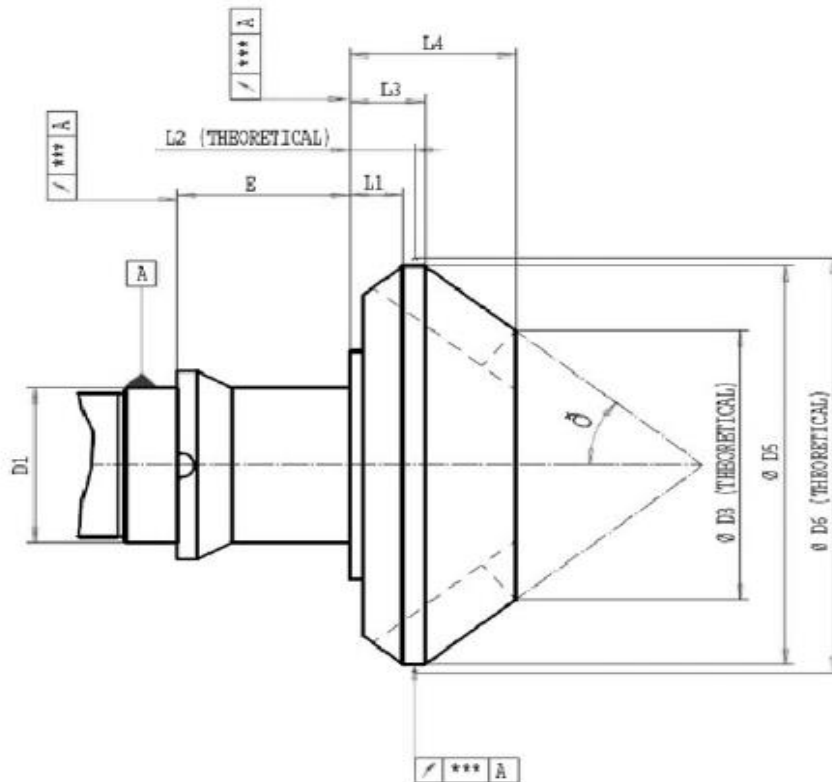


Figura 5-10. Acotación rueda [11]

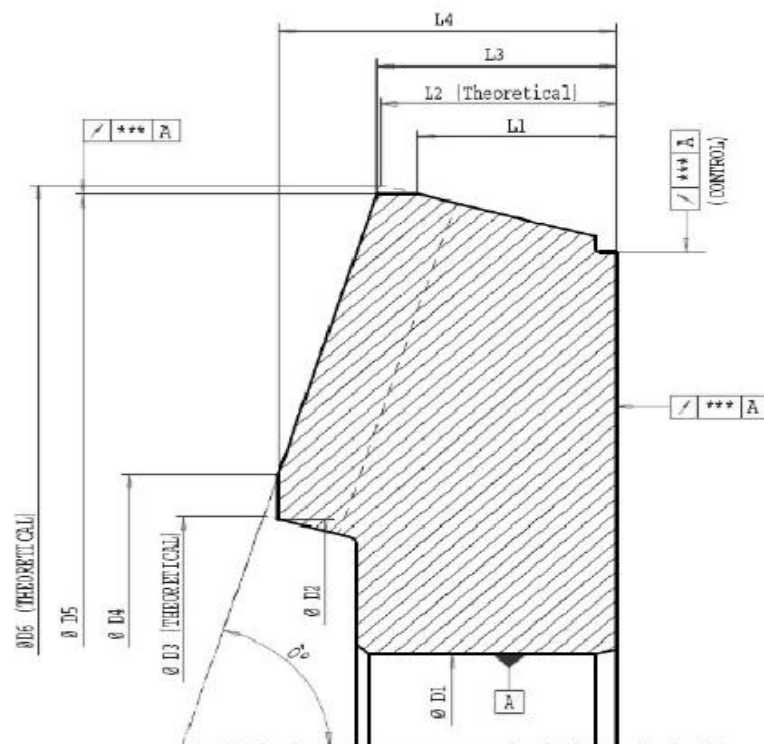


Figura 5-11. Acotación piñón [11]

En cuanto a la tabla adjunta al engranaje que acompaña a los planos de los engranajes, la norma no facilita los datos que se deben colocar en dicha tabla, pero si remite al lector a la tabla generada por el fabricante de la máquina con la que se talla el engranaje. De este modo da un poco más de libertad al fabricante en cuanto a la información que se debe añadir en el plano y simplifica el proceso del diseño del plano. Existen dos fabricantes de máquinas engranajes en el mundo que son Gleason y Klingelnberg. La figura 5-12 es un ejemplo de tabla proporcionada por el fabricante de la máquina con la que se talla el engranaje, en este caso Gleason.

ENGRANAJE CONICO-RECTO		BASIC STRAIGHT BEVEL GEAR DATA ON BACK CONE	
GLEASON			
NUMERO DE DIENTES	z	NUMBER OF TEETH	29
MODULO	m	MODULE	3.9
ANGULO ENTRE EJES	Σ	SHAFT ANGLE	90
ANGULO DE PRESIÓN	α	PRESSURE ANGLE	25
FACTOR DE CORRECCIÓN		CORRECTION FACTOR	- 0.219
ADDENDUM	h_{ae}	ADDENDUM	3.05
DEDENDUM	h_{fe}	DEDENDUM	5.49
ANGULO CONO PRIMITIVO	δ	PITCH ANGLE	54.09
ANGULO DE PIE	δ_f	ROOT ANGLE	49.60
ESPESOR CIRCULAR	s_m	CIRCULAR T. THICKNESS (MEAN)	5.33
ESPECIFICACION DE TOLERANCIAS		PINION TOLERANCE SPECIFICATIONS	
JUEGO ENTRE DIENTES		BACKLASH WITH MATING GEAR ON CONE AXES 0.225	+ / - 0.025
ENGRANA CON		PART NUMBER OF MATE	CE18599 / CE18602
HOJA DE CALCULO		DESIGN DATA SHEET	05/01/00
CONJUNTO		ASSEMBLY	

Figura 5-12. Ejemplo de tabla de GLEASON

El contacto entre dientes tampoco se especifica en esta norma, aunque si da unas nociones de cómo se debería de medir. De esto se habla en capítulos posteriores de este proyecto.

Por último, la norma indica que en ciertas aplicaciones puede haber características adicionales que necesitan ser toleradas, en cuyo caso, esas tolerancias deben aparecer en los planos o en las especificaciones del engranaje.

5.3 REUNIÓN CON DEPARTAMENTO DE DISEÑO

El objetivo principal de este proyecto es la estandarización en el diseño de planos de engranajes para que tanto los departamentos de calidad y diseño de la fábrica como los proveedores que fabrican piezas para la empresa trabajen en una misma dirección y no haya pérdida de información durante todo el proceso. Por eso una vez realizado el estudio de la información que nos proporcionan ambas normas se presentó un informe al departamento de diseño, para que propusieran un standard único con el que trabajar de aquí en adelante.

Después de analizar ambos casos y estudiar las posibles ventajas y desventajas de cada una, se concretó una reunión en la que se llegaron a las siguientes conclusiones:

- En primer lugar, se tuvo en cuenta el conocimiento previo de ambas normas y su uso en los planos de John Deere Ibérica. La mayor parte de estos utiliza una norma AGMA para especificar grado de calidad. Además, muchos de los planos son diseñados por ingenieros de las fábricas americanas de la empresa que utilizan la norma americana.
- El Backlash es un parámetro importante a la hora de inspeccionar el engranaje. La norma DIN no especifica que haya que añadirlo en el plano. Por otro lado, en la norma AGMA al utilizar la tabla proporcionada por el fabricante de la máquina dicho parámetro queda perfectamente determinado.
- Otro parámetro importante que debe ser especificado es el contact pattern o el patrón de contacto. Aunque en este caso la norma DIN si que indica como tiene que ser definido y la AGMA no, existe una norma interna JD que podría ser usada en caso de elegir esta última.
- La utilización de la tabla proporcionada por el fabricante de la máquina del engranaje nos proporcionaría también la topografía del diente lo que añadiría información para inspeccionar mejor el engranaje.

Con toda esta información se decidió la utilización de la norma AGMA para los planos que se generen en los nuevos proyectos cónicos. No obstante, requerirá de un proceso de aprendizaje y un tiempo de adaptación ya que en la actualidad existen bastantes proyectos en los que los engranajes ya están definidos y no se ha llevado a cabo el procedimiento de este proyecto.

Por tanto, de aquí en adelante, se utilizará las recomendaciones que la norma AGMA ofrece, tanto para realizar las medidas oportunas en los conjuntos cónicos como para su inspección una vez fabricados.

6 CAPÍTULO VI. MÉTODOS DE MEDICIÓN DE ENGRANAJES

6.1 INTRODUCCIÓN

La norma AGMA proporciona los métodos recomendados para medir engranajes que aún no han sido montados.

La selección de un método en particular depende de la magnitud de las tolerancias, el tamaño del engranaje, la cantidad a producir, el equipo disponible para realizar la medición y otras variables relacionadas con el coste.

El fabricante y el comprador pueden acordar medir uno o varios parámetros del engranaje para verificar la calidad de éste, sin embargo, para que un engranaje sea especificado con una norma concreta deberá cumplir todas las tolerancias individuales referentes a ese grado de calidad.

Normalmente las tolerancias se aplican a ambos lados del diente excepto cuando se especifica el lado de carga. En ciertas ocasiones, se puede especificar dicho lado de carga para aplicar sobre él un grado más preciso de calidad que en el lado de no carga.

Muchas de estas recomendaciones también pueden ser aplicadas para la medición en gusanos, cremalleras y herramientas de corte de engranajes.

Como primer paso para la medición de engranajes, la norma indica las recomendaciones para inspeccionar y calibrar los instrumentos de medida con los que se realizará la inspección posterior. En segundo lugar, proporciona varios métodos de medida para los distintos parámetros del diente que se desee inspeccionar.

6.2 HERRAMIENTAS Y MÁQUINAS UTILIZADAS

Para la medición e inspección de engranajes se pueden utilizar tanto herramientas para un proceso manual, como máquinas automatizadas que realicen el proceso de manera independiente [13].

En los métodos manuales se usan las siguientes herramientas:

- Calibre de engranajes: para realizar la medida del espesor de diente en un engranaje. El calibre de engranajes consta de dos escalas para realizar la medición y es capaz de medir con una gran precisión (figura 6-1a).
- Micrómetro de platillos: consiste en un soporte en forma de C con un tornillo y unas escalas. El tornillo suele avanzar en su tuerca 0,5mm cada vuelta. Por medio de una escala pueden medirse los milímetros, para obtener mayor precisión. Pueden llegar a medir centésimas de milímetro (figura 6-1b).

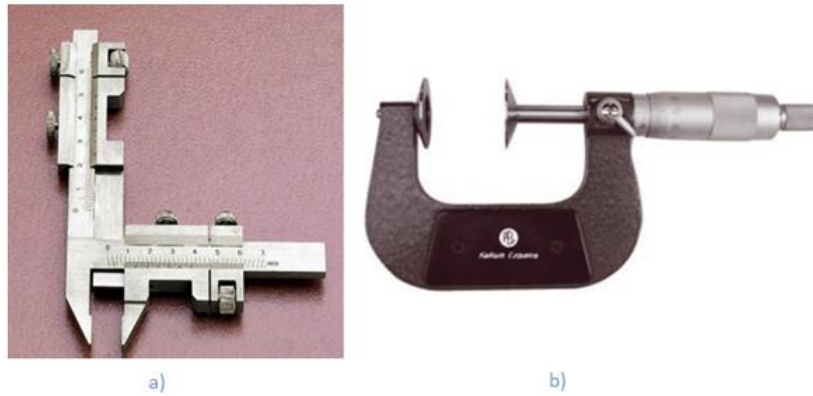


Figura 6-1. Calibre de engranajes y micrómetro de platillos

Por otra parte, en los métodos automatizados se utilizan las siguientes máquinas:

- Máquinas rodadoras, son máquinas que permiten realizar los ensayos a uno y dos flancos. Suelen tener una bancada sobre la que desliza un carro sin juego a lo largo de unas guías que permiten colocar una de las ruedas a la distancia entre centros nominal, mientras la otra, se incorpora sobre una torreta fija al otro lado de la bancada. Además de los ensayos de flancos, que no suelen realizarse en la misma máquina, también permite comprobar el patrón de contacto en el flanco de los dientes de los engranajes.
- Máquinas MMC, o Máquinas de Medición por Coordenadas (figura 6-2), se definen como máquinas que emplea, tres componentes móviles que se trasladan a lo largo de guías con recorridos mutuamente perpendiculares, para medir una pieza por la determinación de las coordenadas X, Y, Z de los puntos de la pieza, con un palpador de contacto o sin contacto y sistemas de medición del desplazamiento, escalas, que se encuentran en cada uno de los tres ejes mutuamente perpendiculares. Como las mediciones están representadas en el sistema tridimensional de coordenadas, la CMM puede efectuar muchos tipos diferentes de medición, tales como dimensional, posicional, desviaciones geométricas y mediciones de contorno.

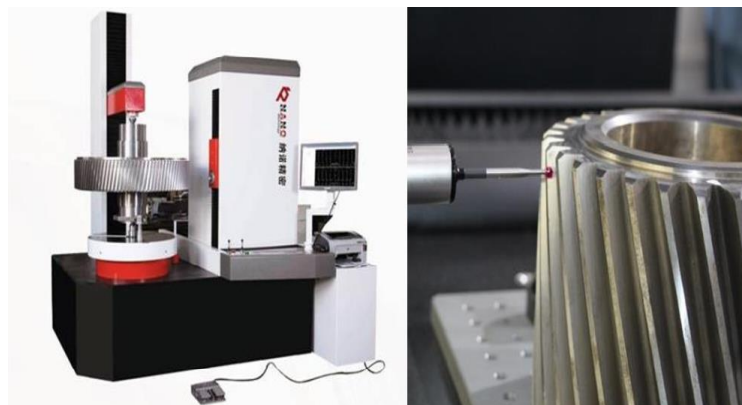


Figura 6-2. Máquina MMC [19]

6.3 RECOMENDACIONES DE EVALUACIÓN DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDIDA

Antes de realizar las medidas correspondientes en los dientes de los engranajes es apropiado realizar una inspección previa de los elementos de medida que se utilizan para ello. La norma propone métodos para la evaluación de la condición y el alineamiento de los instrumentos como centros, guías, sondas, etc. También recomienda el ambiente apropiado para realizar una correcta inspección [14].

6.3.1 Ambiente ideal para los instrumentos

La estabilidad del entorno afectará a la precisión del proceso de calibración y medición de las piezas utilizadas en la producción. La temperatura donde se realiza la medición debe mantenerse constante. Se recomienda que la temperatura de la sala sea de 20 ° C, teniendo que refrigerar si es necesario para mantener esa temperatura.

Los manuales o recomendaciones de los fabricantes de instrumentos de medidas usualmente indican que se requiere de un ambiente controlado para asegurar una medición precisa, considerando aspectos como la temperatura, la humedad, limpieza del puesto y otros factores controlables por los operarios.

Los siguientes parámetros son especialmente importantes:

- Enfriamiento o el calentamiento, usualmente por aire acondicionado.
- Distribución y velocidad del flujo de aire.
- Frecuencia y amplitud de variaciones de temperatura medias en las herramientas de medida.
- Gradientes de temperatura medios en el ambiente en caso de usar aire acondicionado.
- Vibraciones.
- Calidad de la energía eléctrica suministrada.

6.3.2 Instrucciones prácticas a seguir

Para garantizar el cumplimiento de los parámetros citados anteriormente la norma proporciona unas directrices a seguir:

- Temperatura de los equipos: herramientas, patrones de medida y otros elementos para medición deben mantenerse en el lugar de medida durante un periodo adecuado de tiempo para que se equilibre su temperatura con la temperatura del ambiente. Los elementos de temperatura deben ser capaces de mantener la temperatura constante a los que fueron calibrados.
- Variación media de temperatura en las herramientas: se deben consultar las directrices de variación de temperatura para una correcta medida indicadas por el fabricante de los instrumentos. En el caso de que este dato no sea proporcionado

se tendrá en consideración que la variación máxima por hora será de 1°C, ampliándose a 3,5° C si se tiene en cuenta las 24 horas del día.

- Ciclos de temperatura: la temperatura puede tener ciclos de $\pm 2^\circ \text{C}$, centrados en la temperatura media deseada, cada 5 minutos o menos. La inercia térmica de la mayoría de sistemas mecánicos permite rápidos cambios cíclicos ondulatorios de temperatura dentro de estas directrices de precisión. Muchos laboratorios suelen utilizar un aire acondicionado para conseguir ese control térmico, sin embargo, los sensores de temperatura de estos aparatos pueden ser muy lentos para responder a cambios de temperatura. Si la respuesta es menor a cinco minutos, pueden observarse efectos sobre la exactitud de la medición de las piezas.
- Gradientes de temperatura: la temperatura de toda la superficie de la herramienta puede variar como máximo 0,5 °C. La mejor manera de conseguir esto, es con un alto flujo de aire. El flujo de aire debe ser uniforme a través de la sala para evitar puntos muertos y evitar los gradientes de temperatura. Para conseguir esto, es necesario un diseño de ventilación que permita mover el aire por el laboratorio de manera uniforme y a la misma temperatura. Se debe tener en cuenta que este proceso debe absorber el calor generado por las máquinas, ordenadores, personas, etc., para evitar las variaciones de temperatura.
- Vibraciones: las vibraciones causadas por el movimiento de los instrumentos tienen que ser tomados en cuenta para no interferir en las medidas. También tendrán que valorarse las vibraciones del ambiente. Si éstas afectan a la precisión del instrumento, deberán aislarse para su correcto funcionamiento.
- Energía eléctrica proporcionada: las variaciones de energía eléctrica pueden hacer que los instrumentos electrónicos o herramientas de medida de control numérico no funcionen de forma correcta.

6.3.3 Ambiente de trabajo

Para un correcto funcionamiento de los instrumentos de medida también es necesario controlar la temperatura de la sala o el laboratorio donde se van a realizar. Sin embargo, muchos instrumentos son utilizados en un ambiente difícil de controlar donde es difícil mantener un proceso de medida con una incertidumbre de cinco micras. La acumulación de suciedad u otros contaminantes en las herramientas pueden causar imprecisiones, así como un desgaste prematuro.

Si un instrumento debe utilizarse en este tipo de ambientes, la norma nos sugiere prestar un mayor cuidado para evitar condiciones como:

- Fuentes de calor radiante locales tales como calentadores o la luz del sol a través de ventanas cercanas que pueden distorsionar el instrumento.
- Respiradores de techo que permiten que el aire frío incida sobre el instrumento.

- Sistemas de ventilación o ventanas abiertas que generen una corriente de aire que golpee el instrumento.

Como ya se ha comentado anteriormente la temperatura ambiental ideal y recomendada para realizar la inspección de los engranajes debe ser de 20°C. Esta variable puede tener consecuencias muy significativas en la medida final por lo que si no se cumple con lo establecido por la norma deberá de realizarse un cálculo que estime la variación producida al medir. La norma proporciona las ecuaciones necesarias para calcular el efecto sobre el perfil, la hélice o el ancho de diente. El estudio de éstas excede el objeto de este proyecto, por lo que se deja en manos del lector consultarlo.

6.3.4 Procedimiento de calibración

Los procedimientos típicos de calibración utilizados en la evaluación inicial y permanente de un instrumento deberían ser realizados en conformidad con las recomendaciones del fabricante, si están disponibles.

Las consideraciones a tener en cuenta del procedimiento son las siguientes:

- Para la calibración de las herramientas, se debe de tener en cuenta las condiciones de ambiente que se han nombrado anteriormente.
- Una primera evaluación estadística del instrumento de medida se realiza utilizando un patrón de medida.

Inicialmente es necesario realizar un mínimo de diez medidas, sin ningún ajuste de calibración previo. Una vez realizadas y tras haber ajustado los parámetros el instrumento puede ser considerado calibrado y apto para la evaluación de acuerdo con las especificaciones.

Para mantener una correcta precisión en las medidas es necesario realizar una continua calibración de los instrumentos. El intervalo de comprobaciones de las medidas debe ser proporcionado por el fabricante variando entre una vez por turno, día, o mes. Cuando la precisión del instrumento vaya disminuyendo el chequeo deberá aumentar su frecuencia.

6.3.5 Otros factores

Existen otros factores que afectan a la precisión de la medición de engranajes. Estos incluyen el paralelismo y el encuadre de las guías del instrumento y la mesa giratoria, la rectitud de las guías, errores lineales de posicionamiento y errores de movimiento angular de los componentes móviles del instrumento. Los errores causados por componentes, escalas y software también afectan adversamente a la precisión de un instrumento. De nuevo el estudio de estas consecuencias queda fuera del alcance de este proyecto, pero son nombradas para que el lector las tenga en cuenta.

Por último, no hay que olvidar que la temperatura de la pieza a medir también ha de ser controlada. Antes de medir cualquier pieza debe atemperarse a la temperatura ambiente

y controlada del laboratorio, dependiendo de la temperatura de partida de la pieza de un entorno fabril (no será la misma en verano que en invierno) este tiempo de atemperado varia y debe garantizar que toda la pieza está en los límites de medición habitualmente 20 ± 1 °C.

6.4 MÉTODOS DE MEDIDA

A la hora de medir un engranaje existe un gran abanico de opciones dentro de los métodos de medición geométrica directa individual. Desde los más tradicionales, métodos manuales, utilizados para verificar las dimensiones importantes del dentado, hasta los métodos más modernos que usan maquinaria avanzada como las potentes MMC con ciclos adaptados [15], [16].

La geometría de los engranajes puede ser medida por un amplio número de métodos que se indican en la figura 6-3:

Method designator	Typical measuring method	Minimum number of measurements
Elemental tests		
Single pitch (SP)	Two-probe	All teeth
	Single-probe	All teeth
Total cumulative pitch (AP)	Two-probe	All teeth
	Single-probe	All teeth
Runout (RO)	Ball-probe	All teeth
	Single-probe — index	All teeth
	Two-probe — 180°	All teeth
	Double-flank composite action	All teeth
Tooth form (TF)	CMM or CNC special software ^a	3 teeth approximately equally spaced
Composite tests		
Tooth contact pattern (CP)	Roll test machine	All teeth
Single flank (SF)	Single-flank tester (Annex B)	All teeth
Size		
Tooth thickness (TT)	Tooth caliper	2 teeth approximately equally spaced
	CMM special software	3 teeth approximately equally spaced
	Roll test machine	3 teeth approximately equally spaced

Figura 6-3. Métodos de medida de engranajes [16]

Cuando se especifica la calidad de un engranaje, hay consideraciones adicionales o especiales que deben ser revisadas. Estas consideraciones son:

- Backlash o juego entre dientes: un engranaje individual no tiene backlash. Éste está solo presente cuando un engranaje engrana con su pareja. El backlash de un conjunto está basado en el ancho de diente de cada engranaje, así como la distancia de montaje o mounting distance a la que están montados. El backlash funcional está también condicionado por el runout o salto entre engranajes y la geometría de los dientes.

- Engranaje de referencia para realizar test compuestos: cuando se especifica un test compuesto, es necesario el uso de un engranaje de referencia o patrón. El diseño y el grado de tolerancia y costes de fabricación de éste deben ser acordados por comprador y cliente (habitualmente grado o clase 6).
- Mounting distance y backlash marcados: los datos de la distancia de montaje y el juego deben ser marcados en los dientes de la rueda y del piñón.
- También pueden ser detallados los patrones de contacto entre dientes mediante fotografías o vídeos.

Las tolerancias, métodos de medida y especificaciones definidas en la norma deben ser acordados por el fabricante y el cliente. El grado, sin embargo, se definirá como el mayor grado de tolerancia medido en un parámetro específico del engranaje.

6.4.1 Directrices para la medición de engranajes cónicos

En este apartado se describen los métodos recomendados y las prácticas utilizadas para la medición de los engranajes cónicos. En ambos casos, la norma recoge las prácticas y los métodos reconocidos y aceptados como fiables por la industria de los engranajes.

Estos métodos pueden proporcionar medidas con un grado de precisión cuando esté especificado correctamente. La norma seguida para tratar los grados de calidad es la AGMA/ISO, por lo que salvo que sea especificado, las medidas siempre se tomarán y evaluarán en el diámetro de tolerancia, d_t , definido anteriormente y utilizado en esta norma.

La medición de engranajes cónicos se realiza de manera diferente de los engranajes rectos y helicoidales. En estos dos últimos, el método consiste en inspeccionar la forma del diente mediante un test del patrón de contacto, ya que no es posible medir la forma del diente. En los cónicos, esta medida si se realiza mediante dos métodos. En el “grid point method” o el método de medida mediante cuadrícula, se usa una serie de puntos discretos distribuidos a lo largo del flanco del diente, que representados en un gráfico muestran la topografía de la superficie del diente en tres dimensiones. Por otro lado, el “tooth trace method”, o traza del diente, en el que se realizan trazas a lo largo del flanco del diente tanto en sentido paralelo como en perpendicular al ángulo pitch o de paso. Ambos métodos pueden también proporcionar datos numéricos para realizar decisiones objetivas a cerca de la conformidad o no del engranaje, algo que con el test del patrón de contacto es imposible conseguir.

A la hora de medir engranajes cónicos se pueden realizar las siguientes medidas:

- Engranajes individuales:
 - Single pitch y total cumulative pitch deviation.

- Runout.
 - Medidas del ancho del diente.
 - Medidas de forma del diente.
- Engranajes montados (normalmente lapeados):
 - Mismas medidas que en los engranajes individuales.
 - Patrón de contacto entre dientes.
 - Backlash.
 - Composite single flank.
- Engranajes rodados con un engranaje patrón:
 - Mismas medidas que en los engranajes individuales;
 - Patrón de contacto entre dientes;
 - Ancho del diente mediante el backlash;
 - Comprobación del single-flank composite en todos los pasos de diente;
 - Comprobación del double-flank composite, con módulos menores que uno.

Cuando se especifica la medición de engranajes cónicos, se puede hacer con una serie de métodos alternativos. Sin embargo, ninguno de los métodos es dominante sobre cualquier otro, salvo que se especifique en el contrato entre el fabricante y el comprador.

En pequeñas cantidades de piezas, se puede aplicar la medición de la primera pieza con control de proceso para las siguientes piezas, con el fin de reducir los costos de medición y asegurar un nivel dado de precisión dimensional.

6.4.2 Referencias para realizar las medidas

- Superficies de referencia: para facilitar el mecanizado, la medición y el montaje de los engranajes, es necesario indicar las superficies de referencias radial y axial, llamadas Datum. Esto incluye la medida de la distancia de montaje o “mounting distance (MD)” y el punto de intersección de los ejes.
- Eje de rotación de referencia: en un engranaje cónico este eje está definido por los centros de sus superficies de referencia. Es el eje sobre el que se definen las mediciones de los detalles del diente, como el paso o el flanco de diente.

La figura 6-4 muestra un esquema de las superficies y elementos de referencia del plano de un engranaje.

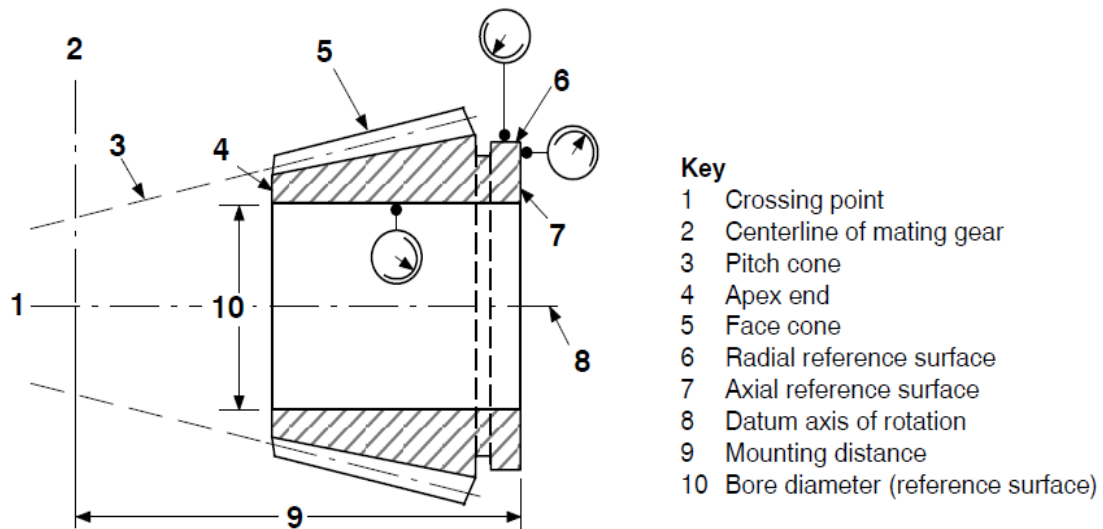


Figura 6-4. Superficies y eje de referencia [15]

Inicialmente las superficies tomadas para determinar el eje de rotación de referencia para realizar las medidas, las usadas para acoplar el engranaje para su fabricación y las utilizadas para definir el eje de rotación funcional del engranaje en su montaje final deben ser las mismas. Sin embargo, en la práctica, esto no suele ocurrir. Cuando estas superficies no coinciden, el eje de rotación de referencia debe ser definido para asegurar que la geometría del engranaje está representada de forma adecuada durante la medición.

- Identificación de los dientes: los dientes deben de ser identificados en la dirección de las agujas del reloj, como se indica en la figura 6-5, a partir de un diente de referencia ($k=1,2,3$, etc.).

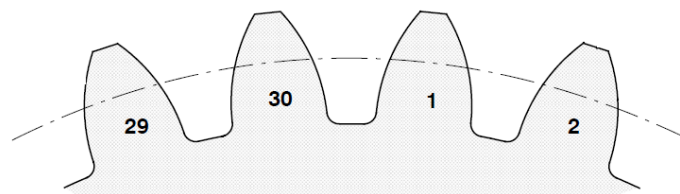


Figura 6-5. Dientes numerados [15]

6.4.3 Medida del pitch deviation

El pitch deviation (error de paso) y el total cumulative pitch deviation son dos parámetros elementales para definir la precisión de la geometría del diente. Para determinar correctamente dichos parámetros las medidas deben realizarse:

- En relación al eje de referencia del engranaje.
- Sobre el diámetro de tolerancia, tolerance diameter, d_t .
- En la dirección especificada de tolerancia.

Las mediciones realizadas en diámetros diferentes o en otras direcciones deben ajustarse para que resulten equivalentes a mediciones en el diámetro de tolerancia y en la dirección de tolerancia. Se deberá realizar un ajuste antes de comparar los resultados de las pruebas con las tolerancias.

Por otra parte, el pitch debe ser medido a ambos lados del diente, tanto en el flanco derecho como en el izquierdo, sin embargo, si se especifica la carga de trabajo sobre uno de los lados, solo las desviaciones sobre éste serán toleradas. El lado sin carga, aun así, se debe medir para asegurar una precisión razonable del diente.

Los parámetros del pitch pueden ser medidos mediante dos métodos. El primero (Indexing method o método indexado) mide la localización de cada diente respecto a un diente referencia tomado al inicio de la prueba. El segundo (pitch comparator o método comparador) compara la distancia entre dos dientes adyacentes con la distancia entre dos dientes adyacentes referencia medida también al inicio de la prueba.

Todos los parámetros relacionados con el pitch pueden ser determinados mediante ambos métodos, realizando posteriormente los cálculos necesarios. Aunque el operario puede utilizar cualquiera de los dos métodos para realizar una medida en un engranaje, el método indexado es el más preciso y simple, por lo que suele ser el más recomendado. En engranajes con diámetros grandes, es recomendable utilizar el método comparador.

6.4.3.1 *Indexing method o método indexado*

El método indexado utiliza un reloj comparador con el que se realiza la medida, un palpador que va realizando medidas al contactar con los dientes del engranaje y un dispositivo automático que hace girar con precisión el engranaje, mediante un incremento angular igual a $360^\circ/Z$. El grado de precisión debe ser consistente con el grado de calidad y el diámetro del engranaje.

El palpador debe estar orientado para contactar los flancos del diente a la altura del diámetro de tolerancia, y para recoger los valores de medición en la dirección de medición especificada. Además, se debe ajustar para que indique un valor inicial cero al estar en contacto con el flanco del diente inicial. Mientras el engranaje va girando alrededor del eje de referencia, el palpador se mueve hacia dentro y hacia fuera, con un deslizamiento preciso, y frena, para medir la posición relativa de cada punto del flanco del diente respecto al inicial, repitiendo el proceso hasta que todos los dientes han sido medidos.

El esquema del método indexado es el siguiente (figura 6-6):

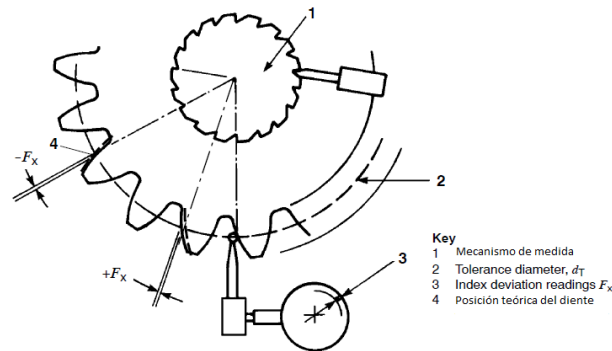


Figura 6-6. Método Indexado [15]

Es una práctica común completar esta serie de medidas realizando una medida final sobre el diente inicial de referencia, cerrando el círculo completo del engranaje. Esta medida puede considerarse como un nuevo valor cero a partir del cual realizar una nueva medida que asegure que el proceso se ha realizado de manera correcta.

El valor que muestra el indicador será el valor del error individual de cada paso o pitch, f_w , teniendo en cuenta que, si se realiza la prueba en sentido antihorario (y los dientes están numerados en sentido horario), los valores obtenidos serán los correspondientes al flanco derecho del diente. Para obtener los valores del flanco izquierdo simplemente habrá que multiplicar por menos uno estos valores.

Substrayendo cada par sucesivo de valores del error individual se puede calcular los valores positivos y negativos del pitch error, f_p . La diferencia entre el valor máximo positivo y el valor máximo negativo del error individual permite calcular el error de paso acumulado, F_p .

Si el aparato es capaz de generar un gráfico, tendrá la forma siguiente (figura 6-7):

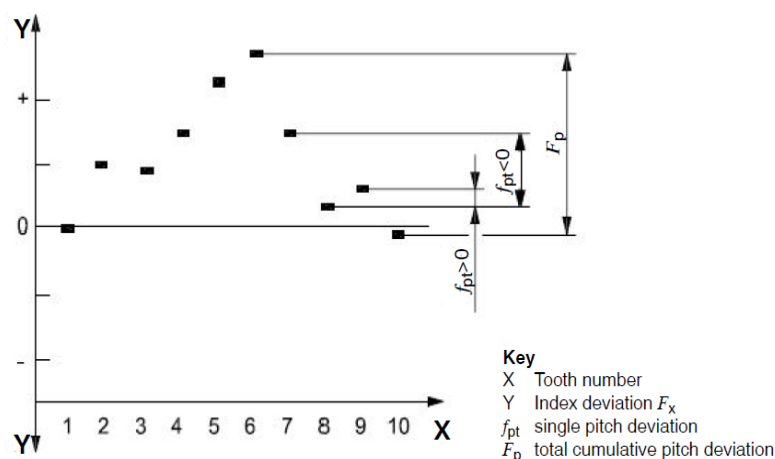


Figura 6-7. Gráfico de medidas del pitch [15]

6.4.3.2 Método comparador

El método comparador utiliza dos sondas o palpadores que deben estar colocados sobre dos dientes adyacentes a la altura del diámetro de tolerancia (figura 6-8). Uno de ellos sirve para establecer una posición de referencia sobre el flanco de un diente. El otro, está equipado con un indicador mecánico o electrónico para medir las variaciones de su posición respecto a la primera sonda. El instrumento está ajustado para indicar un valor cero cuando las sondas están colocadas en los dientes seleccionados como referencia al inicio de la prueba.

El engranaje debe montarse con su eje de referencia coincidente con el eje de rotación de los comparadores. En un procedimiento similar al del método anterior, mientras el engranaje gira alrededor de su eje de referencia, el comparador se mueve hacia dentro y hacia afuera y realiza una parada para medir cada par de dientes adyacentes, repitiendo el proceso hasta que todos los pares de dientes adyacentes hayan sido medidos.

Es importante comprender que las lecturas recogidas por las sondas son tomadas a partir de una pareja de dientes seleccionada al azar como referencia. No deben ser comparadas con las tolerancias de pitch deviation hasta que no se ajusten mediante un parámetro llamado “true position pitch”, p_m . Este parámetro es igual al valor medio que se obtiene al sumar todas las mediciones de par de dientes y dividiendo el resultado por el número de pares de dientes medidos en total.

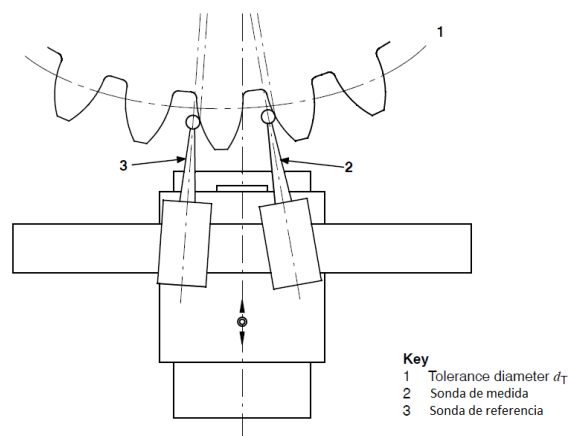


Figura 6-8. Método comparador [15]

El valor de desviación de índice del segundo diente es igual al valor de desviación de índice del primer diente más el valor de desviación de paso simple del segundo diente. Dado que el valor de desviación de índice del primer diente se pone a cero, el valor de desviación de índice del segundo diente es igual al valor de desviación de paso simple del segundo diente. El valor de desviación de índice del tercer diente es igual al valor de desviación de índice del segundo diente más el valor de desviación de paso simple de número tres y así sucesivamente.

Al final de este proceso, se encontrará el valor de desviación del índice del primer diente añadiendo el valor de desviación de paso único número uno al valor de desviación del índice del último diente.

El valor del pitch error, o error entre adyacentes se obtiene al restar el dato obtenido en la medición por la sonda, el valor calculado para el true position pitch. Éste puede ser positivo o negativo.

El valor total acumulado del error de paso se calcula mediante la diferencia entre el valor más positivo y el valor más negativo del error individual de paso.

La gráfica de medición de este método se muestra en la figura 6-9.

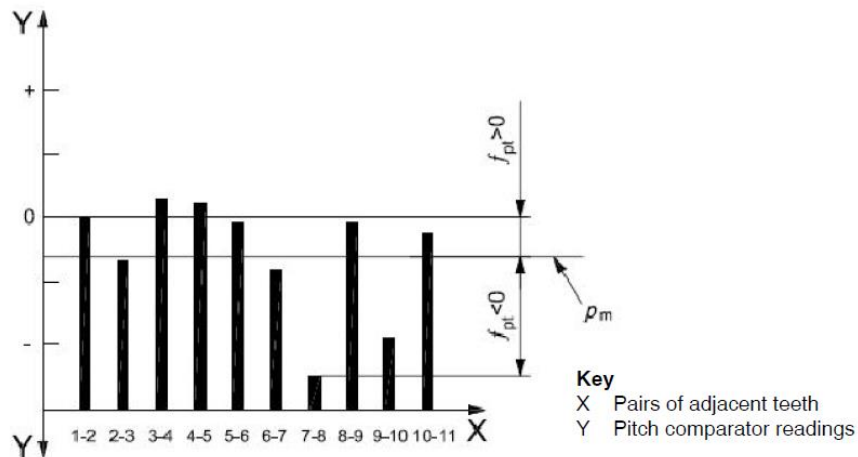


Figura 6-9. Gráfico de medidas de pitch por comparador [15]

6.4.3.3 Comparación de ambos métodos

Los datos obtenidos durante la realización de ambos métodos son los siguientes (figuras 6-10 y 6-11):

Tooth numbers for index values	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
One probe readings, right flanks (index deviations)	0	2	5	6	8	9	8	5	3	1	-2	-6	-8	-10	-11	-10	-7	-3
Tooth numbers of pitches	1:2	2:3	3:4	4:5	5:6	6:7	7:8	8:9	9:10	10:11	11:12	12:13	13:14	14:15	15:16	16:17	17:18	18:1
Single pitch deviations, f_{pt} (calculated)	2	3	1	2	1	-1	-3	-2	-2	-3	-4	-2	-2	-1	1	3	4	3

Figura 6-10. Medidas tomadas en el método indexado [16]

Tooth numbers of pitches	1:2	2:3	3:4	4:5	5:6	6:7	7:8	8:9	9:10	10:11	11:12	12:13	13:14	14:15	15:16	16:17	17:18	18:1
Two probe pitch comparator readings	0	1	-1	0	-1	-3	-5	-4	-4	-5	-6	-4	-4	-3	-1	1	2	1
True position pitch, p_m (mean of readings)	2																	
Single pitch deviations, f_{pt} (readings - p_m)	2	3	1	2	1	-1	-3	-2	-2	-3	-4	-2	-2	-1	1	3	4	3
Tooth numbers for index values	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Index deviations (calculated)	0	2	5	6	8	9	8	5	3	1	-2	-6	-8	-10	-11	-10	-7	-3

Figura 6-11. Medidas tomadas en el método comparador [16]

Como se observa las medidas obtenidas para el single pitch deviation, tanto en el método indexado, como en el método comparador, son idénticas tras realizar los cálculos. En este caso, sería indiferente, utilizar un método o el otro. Sin embargo, como ya se ha comentado antes, el primero es más adecuado debido a los menores cálculos intermedios que lo hacen más preciso y rápido.

6.4.4 Medida del runout o salto de un engranaje

El runout de un engranaje es uno de los parámetros que más repercute negativamente a la calidad de éste. Los principales factores que afectan al runout son los siguientes:

- La calidad del diámetro forjado sobre el que se tallará más adelante el engranaje. Una baja calidad podrá afectar al tallado.
- Las superficies de referencia del engranaje.
- La calidad de la herramienta.

La medida del runout puede incluir los efectos de las siguientes desviaciones:

- Excentricidad;
- Axial runout;
- Desviación de forma del flanco;
- Pitch deviation o error de paso;
- Variación del espesor de diente.

Normalmente aparecen dos tipos de runout, el radial runout y el axial runout. El primero, representa la variación de la distancia entre la superficie de referencia y la superficie que se quiere medir, en dirección perpendicular al eje de rotación. El segundo, existe cuando el eje de rotación y la superficie, no son perpendiculares.

Para realizar la medición del runout, se puede usar varios métodos, tanto manuales como por utilización de máquinas. La norma se centra en el método manual denominado “ball probe” (figura 6-12).

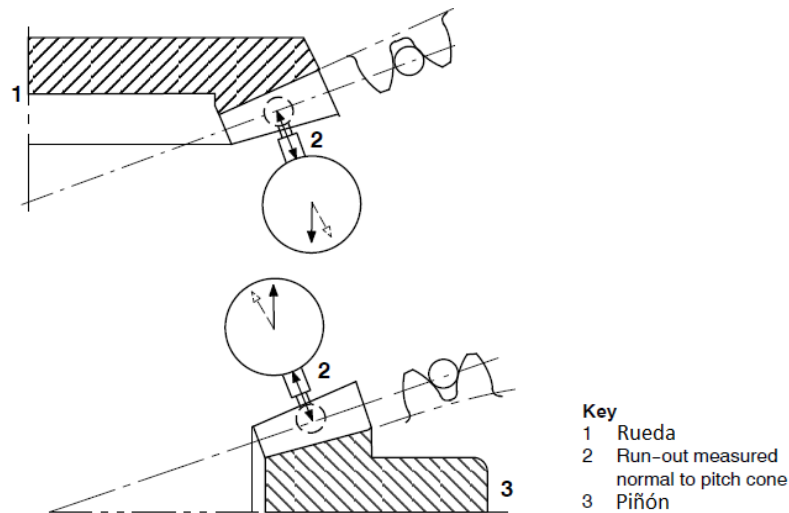


Figura 6-12. Ball Probe Test [15]

Mediante este método, el runout de un engranaje se mide mediante un palpador, con forma de cono o esférico, con el tamaño adecuado para que el contacto con el flanco del diente se produzca a la altura del diámetro de tolerancia en ambos flancos de los dientes entre los que se introduce.

Los pasos a seguir para la correcta medición del runout son los siguientes:

- Primeramente, se mide sobre un diente, con el reloj comparador perpendicular al banco. En esa primera medida, el comparador se pone a cero.
- Después el palpador se va moviendo secuencialmente por todos los dientes del engranaje, realizando las medidas oportunas para cada diente.
- Una vez tomadas las medidas, se calcula el runout, que resultará de, la suma en valor absoluto, de la más negativa y la más positiva.

La gráfica proporcionada por la máquina se observa en la figura 6-13.

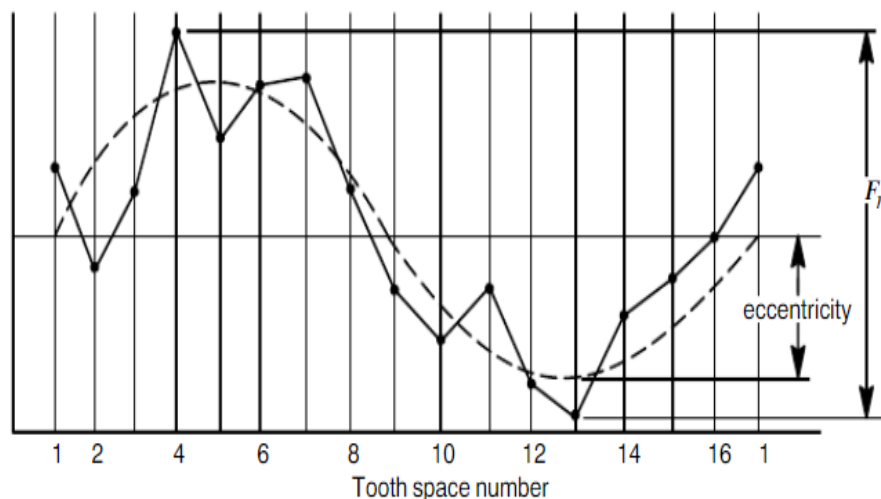


Figura 6-13. Gráfica de runout [16]

El método “ball probe” es usado por varios fabricantes para medir el runout, el tamaño o ambas. En caso de medir el tamaño, éste se calculará mediante la media de todos los valores obtenidos durante la prueba.

Por último, se debe tener en cuenta que, cuando se realizan las pruebas sobre engranajes cuyos lados opuestos de diente han sido cortados por diferentes configuraciones de la máquina, el método de control con palpador de bola puede no ser válido. Además, medidas en diferentes ejes del engranaje o por otros métodos deben ser corregidos para poder usar las tolerancias en los engranajes.

6.4.5 Medida del backlash

Los engranajes cónicos están diseñados y fabricados para proporcionar una cantidad específica de juego para permitir que los engranajes engranen sin ataduras y para proporcionar espacio para una película de aceite lubricante entre los dientes. Esto previene el sobrecalentamiento y el daño de los dientes. La holgura es necesaria para el correcto funcionamiento del par de engranajes.

Para la medida del backlash o juego entre dientes, se utiliza una máquina rodadora y un reloj comparador (figura 6-14). Tanto la rueda como el piñón deben estar colocados a su correcta distancia de montaje. El reloj comparador se coloca con su eje normal al flanco de diente de la rueda en el extremo exterior del diente o heel. El piñón está restringido del movimiento de rotación y la rueda se mueve hacia adelante y hacia atrás hasta que los lados de la ranura del diente de la rueda toquen los lados del diente del piñón. El reloj comparador proporciona la medida del backlash y se repite del procedimiento de medición entre tres y cuatro veces, liberando el piñón y girando 120° o 90° y volviendo a bloquear el piñón. El valor más pequeño de éstos es el tomado normalmente como backlash para el conjunto rueda-piñón.

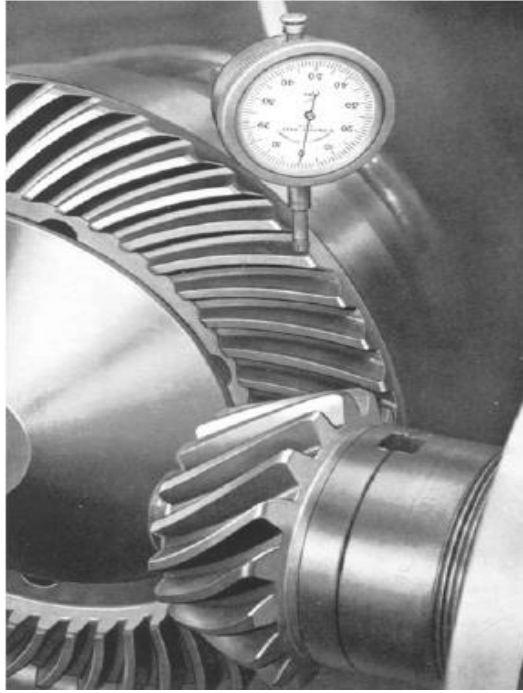


Figura 6-14. Medición del backlash [15]

El exceso de backlash tiene consecuencias negativas en el funcionamiento correcto del conjunto. Se producen vibraciones ya que los dientes no engranan cuando deben hacerlo, por lo que un diente podría engranar después de que los dientes anteriores hayan dejado de hacer contacto, lo que provocará una aceleración que produce un contacto brusco entre dientes. Esto hace que no se transfiera toda la carga uniformemente lo que aumentará la posibilidad de que aparezca una rotura por fatiga. Además, también puede producir ruido en la transmisión, algo que se intenta evitar al utilizar engranajes cónicos.

6.4.6 Medida del espesor de diente

El espesor de diente o tooth thickness se puede medir por varios métodos:

- Utilizando un calibre de engranajes.
- Utilizando máquinas CMM.
- Mediante el Backlash.
- Mediante el Ball Probe.
- Midiendo entre k número de dientes.

En los engranajes con paso medio y grueso, el espesor de diente se suele medir con un calibre de engranajes o pie de rey de doble nonius (figura 6-15). Esta herramienta tiene dos escalas de vernier: una para el ajuste del addendum cordal normal y la otra para el ajuste del espesor cordal de diente.

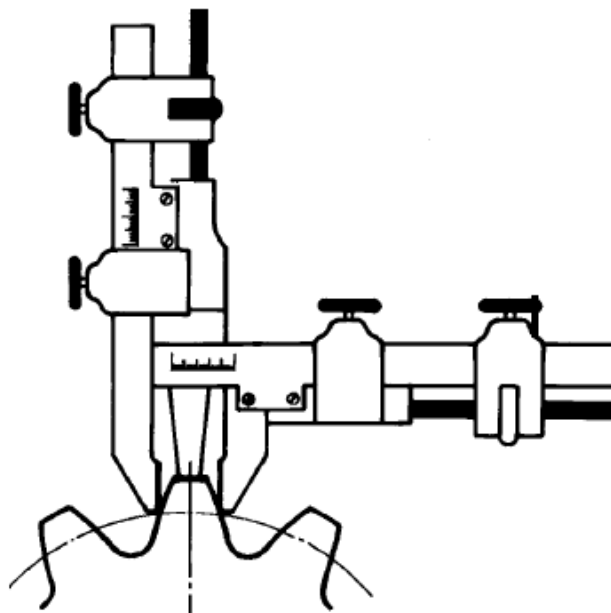


Figura 6-15. Medición de espesor de diente con calibre [15]

Cuando se han realizado los ajustes correctos en las escalas vernier, el calibre se coloca a lo largo del diente, desde el extremo interno (toe), hacia el extremo exterior (heel). Además, deberá estar en contacto simultáneamente con ambos lados del diente y el topland o superficie superior del diente, cuando el calibre se coloca en la distancia media del cono. En el plano del engranaje o en la tabla adjunta del plano, se debe especificar tanto el addendum cordal, como el espesor de diente cordal y dónde se va a medir este último a lo largo del diente.

Para poder utilizar este dispositivo, el diámetro exterior y el face angle o ángulo de cara de las piezas en bruto del engranaje deben mantenerse a las tolerancias especificadas. En la práctica, normalmente es necesario reducir ligeramente el espesor de diente teórico, con el fin de alcanzar la holgura especificada cuando se montan los engranajes a su distancia de montaje correcta. Generalmente, la rueda se corta al tamaño teórico (medido por el calibre) y el piñón se corta a continuación para proporcionar la holgura especificada en el plano.

Algunas máquinas CMM pueden medir formas de dientes de los engranajes cónicos, mediante un software especial. Estos paquetes de software tienen la capacidad de medir, entre otros, el espesor del diente del engranaje. Para realizar dicha medida, se debe colocar la herramienta sobre el punto medio del diente, salvo que se especifique lo contrario. La figura 6-16 muestra el informe que proporciona el ordenador tras la medida de la máquina CMM.

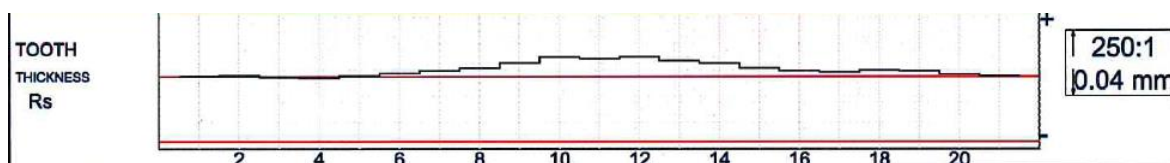


Figura 6-16. Tooth thickness por CMM

El método más tradicional usado para medir este parámetro ha sido siempre controlarlo a través de la medida del backlash en una rodadora. La mayoría de las parejas de engranajes cónicos necesitan una cantidad de backlash o juego con una tolerancia especificada.

También se puede utilizar el “ball probe” o método de bola que se vio anteriormente, para medir el ancho del diente. Para ello, es necesario, el uso de un engranaje patrón para calibrar el reloj comparador. El principal problema de este método es la cantidad de parámetros que pueden influir en la lectura del dato obtenido. La norma recomienda realizar al menos cuatro medidas a 90°, haciendo la media de las medidas para obtener el tamaño del diente.

Por último, se puede realizar una medida del espesor cordal entre varios dientes utilizando un micrómetro de platillos. Consiste en medir la distancia entre flancos opuestos de un número de dientes determinado, entrando en contacto los platillos de forma tangente con un punto de la evolvente. Este método resulta más preciso que la medición del espesor de un diente de forma individual (figura 6-17).

El principio geométrico de dicha inspección permite que, independientemente de donde se coloquen los platillos del micrómetro, la medida del espesor sea correcta.

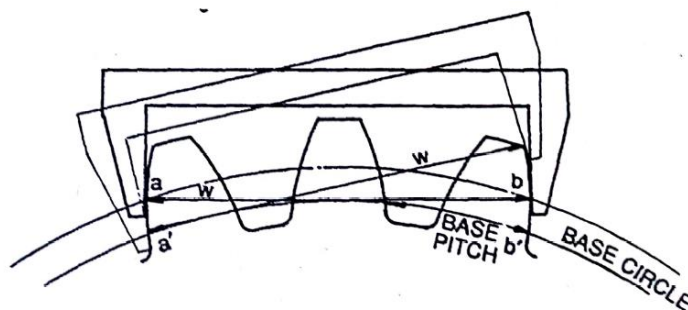


Figura 6-17. Medida espesor cordal varios dientes [15]

6.4.7 Medida de forma del flanco

La forma del flanco del diente de la rueda y del piñón en un engranaje cónico pueden definirse matemáticamente y posteriormente medirse con instrumentos de medición de engranajes CMM o CNC, con el software especial adecuado. El procedimiento generalmente aceptado para la medición de engranajes cónicos es definir matemáticamente la forma de flanco teórico, calcular la desviación entre cada punto teórico y el punto medido correspondiente y posteriormente realizar un reporte con los resultados obtenidos.

La forma del flanco se puede medir por puntos discretos que forman una cuadrícula o rastros o huellas continuas. Las mediciones continuas de puntos se realizan en las dos direcciones de la superficie del diente. Los rastros del perfil se hacen a lo largo de líneas perpendiculares al ángulo de inclinación, desde el root hasta el tip. Las huellas longitudinales se hacen a lo largo de líneas paralelas al ángulo de inclinación, desde el heel hasta el toe (figura 6-18).

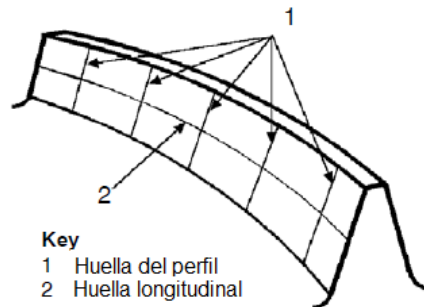


Figura 6-18. Medida de huellas o rastros [15]

Las mediciones del punto de la matriz o malla se hacen en un conjunto de posiciones discretas en la superficie del flanco del diente (figura 6-19).

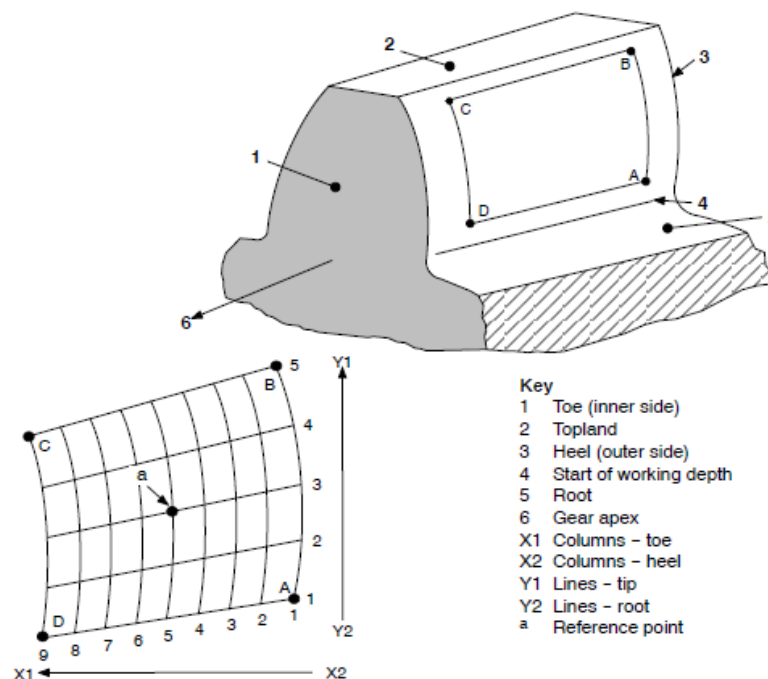


Figura 6-19. Matriz de puntos y medición discreta [15]

Estas técnicas de medida pueden realizarse en todas las etapas de la fabricación de engranajes, desde las piezas sin tratamiento térmico, hasta las piezas ya terminadas y tratadas. Son muy útiles para correcciones de fabricación, la evaluación de las distorsiones creadas durante los tratamientos térmicos, análisis del funcionamiento del engranaje, etc.

Para realizar la medición correcta de las desviaciones de la forma del diente, hay que realizar primeramente una forma de flanco de referencia. Para la determinación de esta forma de flanco hay dos métodos:

- La superficie del flanco del diente de referencia puede determinarse matemáticamente.
- El fabricante establece una superficie de referencia de piñón o rueda teórica y de ella se proporciona una cuadrícula que represente la superficie del diente.

Cuando las coordenadas especificadas se determinan mediante cálculo matemático, se definen puntos en las superficies teóricas de los dientes. Estas superficies pueden ser las producidas por los movimientos de una máquina de producción sin errores, incluyendo cualquier modificación posible. Alternativamente, las superficies de diente teóricas podrían ser las de una rueda y piñón perfectamente conjugados. Para cualquiera de las dos opciones, se requieren técnicas matemáticas avanzadas para definir esta forma del diente.

Existen programas especiales de ordenadores para todas las formas de diente de engranaje cónico. Además, también es posible encontrar softwares especializados que dependerán de la máquina utilizada para la medición.

6.4.7.1 *Determinación de los puntos de matriz del flanco*

La ubicación de cualquier punto discreto en la superficie del flanco del diente debe medirse con respecto a los datos de referencia apropiados, tales como distancia de montaje y superficies de apoyo o diámetros de montaje. La posición medida se compara entonces con la coordenada especificada y la desviación se calcula en una dirección normal a la superficie del flanco.

Por razones prácticas, la matriz está definida en un plano axial del engranaje cónico. Entonces, cada punto de la matriz se proyecta girando alrededor del eje del engranaje sobre el flanco del diente teórico donde se calculan las coordenadas 3D (figura 6-20). El número de puntos de la cuadrícula debe ser suficiente para proporcionar una muestra precisa del flanco del diente sin tomar un tiempo de medición excesivo y la ubicación de los puntos debe comprender un área tan grande como sea posible sin estar demasiado cerca de la superficie de tope, el radio de los filetes o las caras de los extremos.

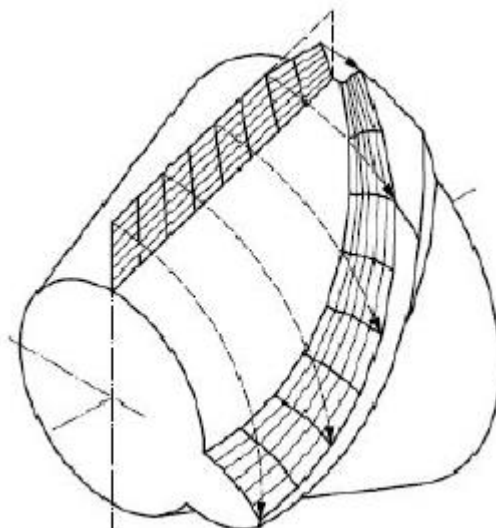


Figura 6-20. Coordenadas 3D [15]

Exceptuando el caso en el que el fabricante y el comprador lleguen a un acuerdo específico, se utiliza el siguiente sistema de puntos de matriz:

- Las mediciones para la clasificación o control de procesos usan típicamente una cuadrícula de 5 x 9 puntos (cinco para la distancia root-tip y nueve para la distancia heel-toe)(figura 6-21).
- Análisis profundos, tales como las evaluaciones de los patrones de contacto de los flancos de los dientes, requieren una densidad de punto más alta de hasta 39x39. Generalmente, realizar muchos más puntos de esta cantidad no conduce a mejores resultados.
- Se utilizan números impares de líneas y de columnas con el fin de obtener de forma clara un punto medio de la cuadrícula, siendo este el punto de cruce de la línea y la columna que caen justo en la mitad de la cuadrícula. Este punto debe estar en la proximidad del diámetro de tolerancia.
- En un plano axial, el contorno de un diente del piñón no es a menudo cuadrangular. En esos casos, una matriz cuadrangular no es suficiente para cubrir todo el flanco. Por tanto, se recomienda utilizar un polígono ajustado para el contorno de la cuadrícula.
- La distancia de cada punto exterior de la matriz al borde más cercano del flanco del diente tiene que ser lo más pequeña que sea posible. El valor recomendado de esta distancia es la mitad del diámetro del palpador de la máquina. Esto es especialmente aplicable si se utilizan movimientos modificados de la máquina para mejorar los flancos de los dientes. En ese caso, las superficies de flanco pueden

cambiar hacia los bordes de los flancos más de lo usual y por lo tanto necesitan ser revisadas cuidadosamente.

La matriz de puntos creada por el software específico, tiene la forma que se indica en la figura 6-21.

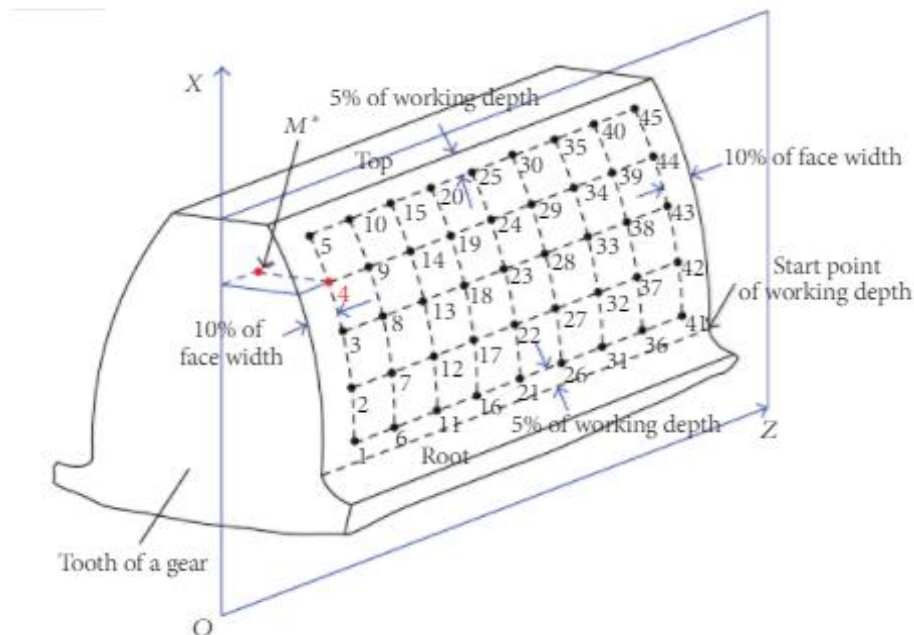


Figura 6-21. Creación matriz de puntos [16]

Se debe prestar especial atención a los engranajes que tengan un chaflán grande en la esquina superior del heel o del toe del diente del engranaje. Puede ser preferible aumentar el número de puntos entre el heel y el toe, realizando más medidas entre estas distancias que entre las superficies superior e inferior del diente.

6.4.7.2 Resultados y análisis del sistema de medición de puntos de matriz

Comparando con los resultados numéricos, la utilización del método gráfico proporciona una mejor visión general de las desviaciones a través del flanco del diente. Comúnmente, el flanco del diente teórico se muestra como un cuadrángulo plano y las desviaciones punto por punto se ilustran por la longitud de las líneas en una escala apropiada vertical al plano cuadrangular. Los puntos centrales tanto de la matriz teórica como de las superficies medidas deben coincidir.

La figura 6-22 muestra el gráfico tridimensional de la máquina al terminar la medición.

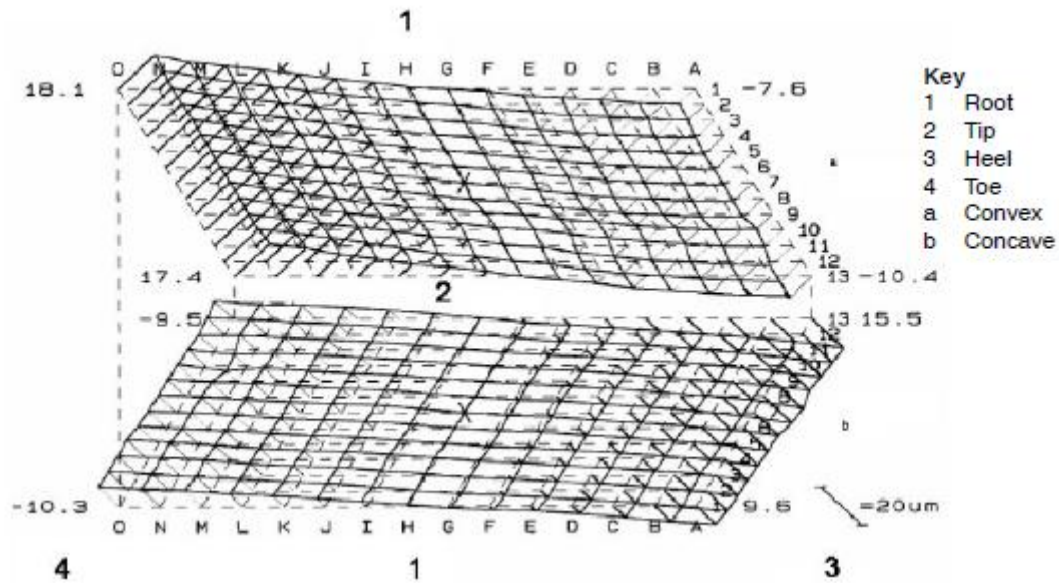


Figura 6-22. Gráfico del flanco del diente en 3d [15]

Sin embargo, los datos numéricos también son importantes, especialmente si esta información se transfiere como un archivo de datos a un software especial con el que se pueden evaluar los datos de corrección para la máquina de producción. La reducción de todos los datos numéricos en una desviación del ángulo espiral medio y una desviación del ángulo de presión no es tan significativa para los engranajes cónicos como para los engranajes rectos y helicoidales debido a la complejidad de las superficies dentales de los engranajes cónicos.

A continuación, se adjunta la matriz de puntos proporcionada por un proveedor al entregar la documentación inicial de una muestra, una vez ha inspeccionado la pieza tal y como se ha acordado con los ingenieros de la empresa (figura 6-23).

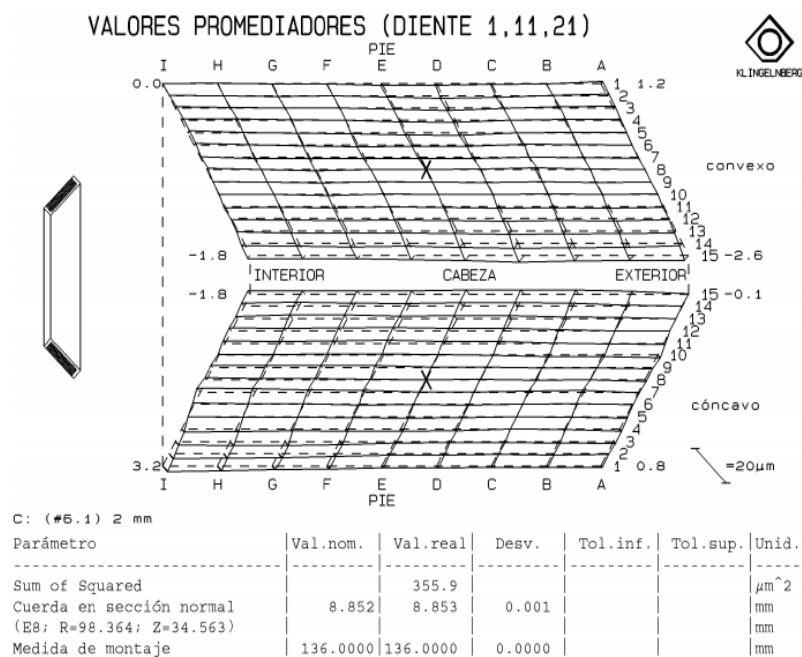


Figura 6-23. Matriz proporcionada por el proveedor.

Se observa como la máquina realiza la medida de ambos flancos del diente, tanto el derecho, como el izquierdo. Al comparar ambas matrices, teórica y generada en la medición, se puede comprobar como el punto central de ambas coincide, y las mayores desviaciones se producen en los extremos de los dientes, como cabía esperar.

Los valores positivos indican una desviación por exceso respecto al diente teórico, mientras que los negativos, una desviación por defecto o falta de material. Por último, destacar que la unidad que utiliza el programa para proporcionar dichas desviaciones es el micrómetro.

Otra forma de representar la topografía del diente es entregar la matriz con las mediciones discretas que ha ido realizando la máquina durante el proceso. Un ejemplo de dichas matrices se puede observar en la figura 6-24.

VALORES PROMEDIADORES (DIENTE)

PIE								
I	H	G	F	E	D	C	B	A
0.0	0.2	-0.4	-0.4	-0.8	-0.7	-0.6	-0.2	1.2 \ 1
0.1	-0.1	-0.4	-0.1	-0.7	-1.6	-0.8	0.3	1.1 \ 2
0.8	0.5	0.1	0.0	-0.6	-1.4	-0.3	0.7	1.0 \ 3
1.0	1.0	0.2	0.0	-0.6	-1.2	0.0	0.6	0.6 \ 4
1.1	0.4	-0.4	-0.6	-1.1	-1.4	0.0	0.2	0.3 \ 5
1.1	0.2	-0.5	-0.9	-0.6	-0.7	0.6	0.2	0.0 \ 6
0.5	-0.6	-0.7	-0.8	-0.7	-0.6	0.0	-0.2	-0.3 \ 7
0.8	0.1	-0.6	0.1	0.0	0.3	1.1	0.4	0.0 \ 8
0.2	0.0	-0.4	0.2	0.1	-0.2	0.4	-0.3	-0.1 \ 9
0.1	0.0	-0.5	0.2	0.0	-0.2	0.1	-0.2	0.2 \ 10
-0.7	-0.4	-0.8	-0.1	-0.6	-1.0	-0.7	-1.1	-0.4 \ 11
-0.4	-0.7	-1.1	-0.8	-1.0	-1.5	-1.1	-1.3	-0.5 \ 12
-0.7	-1.1	-1.1	-1.2	-1.5	-1.9	-1.7	-1.4	-1.0 \ 13
-1.6	-1.7	-2.0	-1.9	-2.3	-2.9	-2.5	-2.2	-1.6 \ 14
-1.8	-1.8	-2.0	-2.4	-2.7	-3.8	-3.0	-2.6	-2.6 \ 15
convexo								
INTERIOR			CABEZA			EXTERIOR		
cóncavo								
-1.8	-1.9	-1.9	-2.0	-2.2	-2.2	-2.3	-1.5	-0.1 \ 15
-1.7	-2.3	-1.9	-1.6	-2.1	-2.2	-1.8	-0.6	-0.1 \ 14
-1.2	-2.0	-1.9	-1.5	-1.7	-1.7	-1.0	-0.5	-0.1 \ 13
-1.5	-1.3	-1.6	-1.9	-1.3	-1.3	-0.9	0.1	0.1 \ 12
-1.3	-0.9	-1.3	-1.8	-0.9	-0.9	-0.3	0.4	0.8 \ 11
-0.5	-0.4	-0.6	-0.8	-0.2	0.2	0.6	0.9	1.7 \ 10
-1.2	-1.1	-1.2	-1.2	-0.4	-0.2	0.2	0.3	0.9 \ 9
-1.0	-0.9	-0.9	-0.3	0.0	-0.3	0.5	0.2	0.9 \ 8
-2.3	-1.8	-1.3	-1.0	-0.1	-0.2	-0.4	-0.9	0.4 \ 7
-0.9	-0.5	-0.4	0.4	0.3	0.5	0.0	-0.3	0.3 \ 6
0.1	0.2	0.2	0.6	0.8	0.6	0.0	0.2	0.8 \ 5
1.7	1.5	1.0	1.3	1.2	0.8	0.1	0.4	1.2 \ 4
2.2	2.4	2.3	1.7	1.1	0.7	0.7	1.1	1.3 \ 3
2.8	2.5	2.3	1.5	0.7	0.9	0.4	0.9	0.6 \ 2
3.2	2.8	1.9	1.7	1.1	1.2	0.7	0.8	0.8 \ 1

I

H

G

F

E

D

C

B

A

Unidad: [µm]

Figura 6-24. Matriz de medidas discretas



7 CAPÍTULO VII. INSPECCIÓN DE ENGRANAJES

7.1 INTRODUCCIÓN

Una vez fabricados, los engranajes deben ser inspeccionados para determinar si la calidad de estos es la esperada antes de su fabricación y si se ajusta a un funcionamiento correcto y suave a la hora de su montaje.

Dependiendo de su calidad los engranajes pueden ser utilizados para distintas aplicaciones, como muestra la tabla que se adjunta a continuación (figura 7-1):

Gears for	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
General mechanical equipment												
Machine tools												
Fine												
Testing machines												
Transport equipment												

Figura 7-1. Utilización engranajes según grado DIN [8]

Como se observa en la tabla, los engranajes fabricados con un mayor grado de precisión se usan para realizar patrones o modelos de engranajes e instrumentos de medida. Otros elementos que necesitan gran precisión son los fabricados para la industria aeronáutica. Los equipos de agricultura como cosechadoras o tractores son los equipos que menor calidad necesitan en sus engranajes según el gráfico.

El objetivo de la metrología de engranajes se puede dividir en dos clases que, a su vez, se pueden dividir en medición e inspección. En un primer lugar, se ha de comprobar que los

engranajes cumplen con los valores de fabricación y geométricos especificados en el diseño. Por otro lado, la verificación de que cumplen las funcionalidades para los que son requeridos sin tener en cuenta las tolerancias, ya que los valores de éstas pueden ser acumulados o compensados con su pareja de engrane.

Para este segundo caso, se utilizan los llamados ensayos funcionales o ensayos de rodadura. Son procedimientos que permiten obtener los parámetros del engranaje relacionados con sus condiciones funcionales. En ellos, no se realiza la medición por palpado continuo, sino que se hace rodar la rueda a inspeccionar contra una rueda patrón con la calidad ya sabida de antemano. De esta forma, despreciando los posibles errores del patrón, se puede atribuir las desviaciones detectadas en la rueda que se está verificando. Realizando ciertas medidas durante el proceso, se obtiene la calidad de la rodadura y también información acerca de la geometría de la rueda.

En la figura 7-2 se muestra un ejemplo de máquina rodadora utilizada en estos casos.

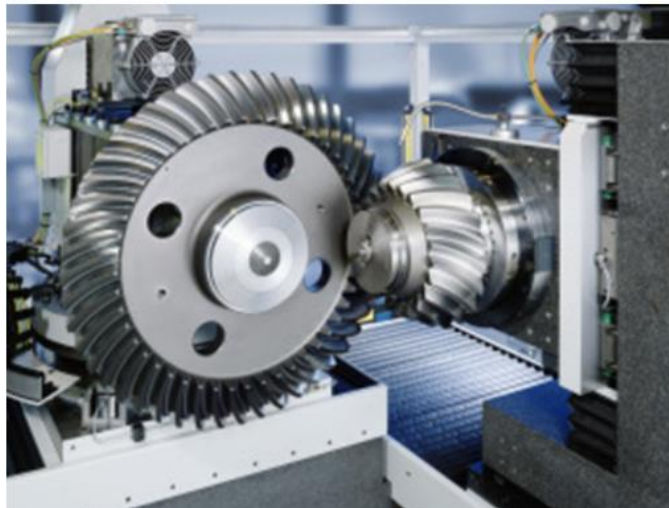


Figura 7-2. Máquina rodadora [19]

A estos ensayos de rodadura se les conoce también como ensayos compuestos, ya que los resultados obtenidos no son valores de parámetros individuales descompuestos, sino que nos proporcionan la suma de las influencias de varios parámetros al mismo tiempo.

Las ventajas de estos tipos de ensayo son bastante claras, ya que permiten conocer el comportamiento de un engranaje durante su funcionamiento de una forma rápida y concisa. Por esta razón, en la actualidad son las máquinas más adecuadas para comprobar la calidad de un engranaje por delante de los procesos de palpado. Sin embargo, poseen la desventaja de no ser adecuadas para conocer parámetros individuales de los engranajes, ya que resulta complicado la descomposición de sus numerosas influencias.

Existen dos tipos de ensayos de rodadura, llamados “single-flank composite test” o ensayo compuesto a un flanco y “double-flank composite test” o ensayo compuesto a dos flancos. El primero aporta más información, ya que proporciona datos sobre errores de transmisión, mientras que el segundo se centra en los desplazamientos entre centros de engranajes.

Aun así, el double flank test es mucho más utilizado debido a su mayor sencillez y su menor coste, aunque esta particularidad se da solo en engranajes cilíndricos. Por lo general, en engranajes cónicos, el Single Flank test es más utilizado.

Mediante estos ensayos de rodadura también se puede conocer el contact pattern, o patrón de contacto entre dientes, que aporta más información aún sobre el funcionamiento del engranaje una vez se monte con su pareja de engrane. Un contacto inadecuado podrá favorecer el deterioro de los dientes de un engranaje y su posterior fallo por rotura [17].

7.2 SINGLE-FLANK COMPOSITE TEST

El ensayo de rodadura a un flanco o inspección compuesta tangencial de dos engranajes, consiste en hacer rodar los engranajes juntos a su distancia de montaje adecuada, en condiciones geométricas nominales de montaje y con sólo un conjunto de flancos en contacto.

En el ensayo de rodadura a un flanco se evalúa el error de transmisión de dos engranajes que ruedan a la distancia nominal entre centros comparando el ángulo girado por cada una de las ruedas. Al realizar esta prueba a los engranajes se consigue simular de manera muy estrecha el funcionamiento de los engranajes en su aplicación, resultando más cercano a la realidad que cualquier otro medio de evaluación. Uno de los engranajes es movido por un motor mientras el otro es conducido por éste. Los engranajes pueden probarse por pares o con engranajes maestros.

Se ejecuta utilizando codificadores u otros dispositivos para medir el movimiento de rotación de los engranajes. Los codificadores pueden acoplarse a los ejes de entrada y salida de una máquina especial para probar pares de engranajes. Los codificadores también se pueden utilizar de forma portátil, fijándolos directamente a los ejes de entrada y de salida de una caja de engranajes real para inspeccionar la calidad de un tren completo de engranajes.

Los datos recogidos por los codificadores se procesan en un instrumento que muestra la precisión o suavidad del movimiento de rotación resultante del engrane de los engranajes durante la prueba, es decir, las variaciones o errores de la transmisión. Estos datos pueden ser directamente relacionados con el single pitch deviation, total cumulative pitch deviation y el runout.

Probablemente el aspecto más importante de las pruebas de un solo flanco es que permite medir la conjugación del perfil, que es el parámetro que más se relaciona con el ruido típico del engranaje.

Sin embargo, hay otros aspectos para los que este método no es válido. La comprobación del flanco o lead o la variación de la alineación de los dientes en los engranajes rectos y helicoidales no pueden ser medidos por este método. Por otro lado, las variaciones del lead influyen en otras variaciones de la transmisión de movimiento que resultan de las

variaciones del perfil, debido a la influencia de la superposición o de la relación de contacto aumentada. La variación del lead o la alineación de los dientes se mide mejor mediante pruebas elementales, pruebas de doble flanco compuestas o mediante comprobaciones del patrón de contacto entre dientes [18].

La figura 7-3, representa un esquema de un sistema típico de medida que describe la operación del single-flank test [19].

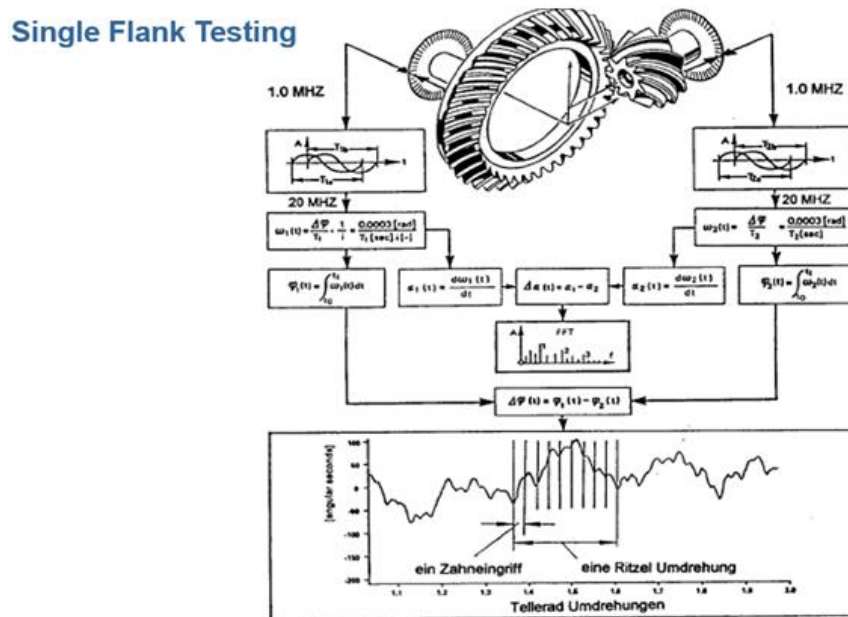


Figura 7-3. Esquema de un mecanismo de single flank test [19]

Los dos movimientos que se van a comparar se monitorean mediante ranuras circulares y sensores ópticos. Cada sensor produce un tren de impulsos que tiene por frecuencia una medida del movimiento angular de cada eje correspondiente y, por lo tanto, de cada engranaje montado sobre el mismo.

Las frecuencias de pulso de cada patrón son generalmente diferentes porque la relación de transmisión no es normalmente 1: 1. Por tanto, es necesario modificar la frecuencia del eje Z1 basándonos en la frecuencia del eje Z2, la cual se establece como frecuencia de referencia. La señal del eje Z2 tiene una frecuencia f_2 , que es igual a:

$$f_2 = f_1 * \frac{Z1}{Z2}$$

Donde:

- Z1 = número de dientes del engranaje en el eje 1
- Z2 = número de dientes del engranaje en el eje 2

Sin embargo, f_2 le ha sobrepuesto una modulación de frecuencia debido a los errores de transmisión de los engranajes que están siendo probados. Por lo tanto, el tren de impulsos

que proviene de la red del eje Z2, tendrá pequeñas diferencias respecto a la fase del tren de impulsos para el eje Z1. Esta diferencia de fase entre los dos representa la cantidad de error en los engranajes que están siendo probados.

El número mínimo recomendado de medidas para evaluar un parámetro en el single flank test es de treinta por diente. El ensayo de rodadura se dará por concluido cuando el engranaje de mayor tamaño, la rueda, haya girado una vuelta completa.

Los valores obtenidos durante la prueba, son representados en una gráfica, de tipo senoidal, donde en el eje de abscisas se representa el ángulo girado por la rueda y el eje de ordenadas las desviaciones en longitudes de arco de las variaciones de giro en ambas ruedas.

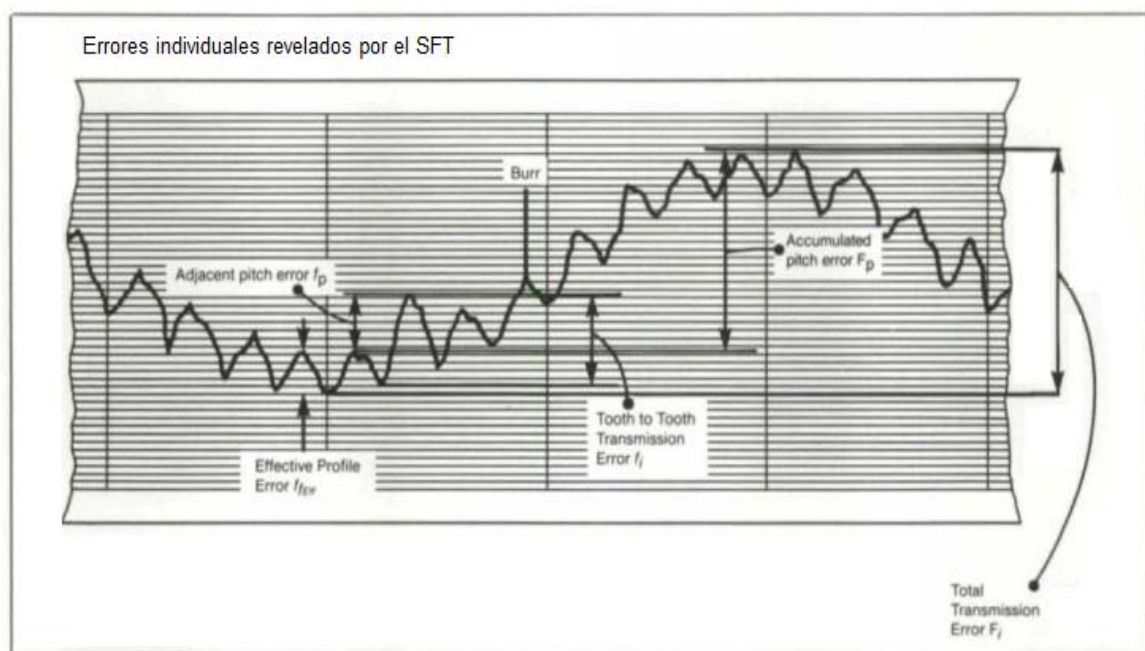


Figura 7-4. Gráfica de Single Flank Test [18]

Los parámetros que se evalúan a partir de este ensayo son los siguientes:

- Error compuesto tangencial o total transmission error, F_t , cuyo valor se obtiene de restar la máxima y la mínima desviación angular durante una revolución.
- Error de paso acumulado o Accumulated pitch error y error entre pasos adyacentes o adjacent pitch error ya comentados anteriormente.
- Error compuesto tangencial diente a diente o Tooth to tooth transmission error, f_t , que es la máxima variación del ángulo de rotación correspondiente a un engrane.

7.3 DOUBLE-FLANK COMPOSITE TEST

El otro ensayo que se realiza en una maquina rodadora es el ensayo compuesto a dos flancos o double flank composite test o también conocido como inspección compuesta radial. Como ya se ha comentado anteriormente, este ensayo es el más utilizado para la inspección de engranajes cilíndricos, sin embargo, se describirá su procedimiento debido a que en ciertas ocasiones también puede ser necesario para la inspección de engranajes cónicos y para completar esta guía sobre inspección de engranajes.

Posee limitaciones, ya que, normalmente es imposible interpretar los datos de diente a diente en términos de error elemental o de transmisión. Esto se debe a que ambos conjuntos de flancos están engranando al mismo tiempo.

Este ensayo es una técnica muy valiosa que puede proporcionar funcionalmente resultados de control de calidad de los engranajes que son probados de manera fácil y rápida durante la fabricación. Sin embargo, para que este método sea utilizado con éxito se requiere una planificación cuidadosa del diseño del producto, a través del diseño del engranaje patrón y los métodos de control de calibración, con el fin de lograr el resultado deseado durante su aplicación [20].

El ensayo se realiza en un aparato como el de la figura 7-5:

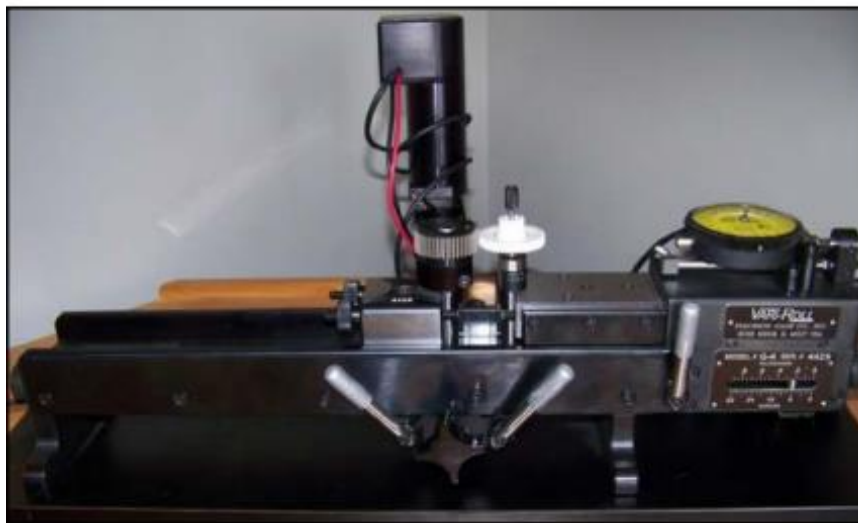


Figura 7-5. Máquina de Double-flank test [20]

La construcción de un ensayo de doble flanco es muy similar a la construcción de cualquier otro tipo de ensayo, excepto que, con este tipo de ensayo, el patrón se mantendrá en el medidor como parte del bucle de medición. La máquina consiste en una corredera que desliza presionando los dos engranajes entre sí con una fuerza pequeña para que se mantenga el engrane a fondo durante todo el proceso. Estas máquinas pueden estar junto a las líneas de producción.

Durante la prueba, el engranaje patrón de calidad conocida está montado sobre una base fija con sólo libertad de rotación. Por otra parte, el engranaje a probar está montado sobre un mecanismo deslizante flotante que permite la rotación del engranaje y el movimiento a lo largo de un eje entre la línea de centros del engranaje patrón y el propio engranaje. Un muelle, con fuerza preestablecida o precargado, empuja la corredera, dando como resultado un contacto sin juego entre los dos flancos, izquierdo y derecho, de ambos engranajes.

A medida que el engranaje patrón es girado, a mano o por motor, el engranaje de prueba le va siguiendo. La teoría de la involuta marca que los dientes perfectamente fabricados evitarán cualquier tipo de movimiento de la corredera en la dirección de la línea que une los centros. Sin embargo, como ningún engranaje puede ser fabricado de manera perfecta, siempre habrá algún movimiento de la corredera flotante a medida que los engranajes giran. La magnitud de este movimiento se mide con un indicador mecánico o detector electrónico que contacta con el mecanismo deslizante o corredera. Si el instrumento de medida se calibra a una distancia real entre los centros de los engranajes, entonces se puede obtener un resultado real de la distancia entre centros cuando están en contacto los dos flancos.

En la figura 7-6 se representa el típico sistema de medición del Double Flank Test.

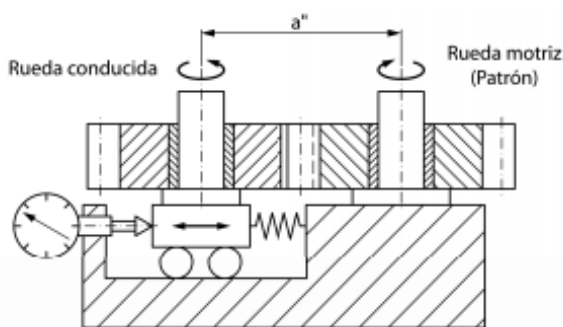


Figura 7-6. Esquema Double-Flank test [20]

Con el fin de mantener la exactitud en la medición, el contacto entre los dos flancos de los engranajes debe mantenerse en todo momento. Por lo tanto, la selección de la fuerza de resorte preestablecida y de la velocidad de rotación de los engranajes se debe considerar cuidadosamente para limitar los errores de medición.

La velocidad de rotación de los engranajes debe seleccionarse teniendo en cuenta la respuesta natural de las fuerzas mecánicas y eléctricas de los elementos del probador. Otro aspecto a tener en cuenta es la sujeción de los engranajes, ya que, una sujeción inestable puede interferir en los resultados.

Generalmente se recomienda que al menos se obtengan datos de veinte puntos por diente para garantizar una sensibilidad suficiente de los resultados. Como en el caso del ensayo a un flanco, el ensayo a doble flanco termina cuando la rueda que está siendo probada realiza una vuelta completa.

Los valores obtenidos se presentan en una gráfica senoidal (figura 7-7). En este caso en el eje de abscisas se representa el ángulo girado y en el de ordenadas la variación de la distancia entre centros de ambos engranajes.

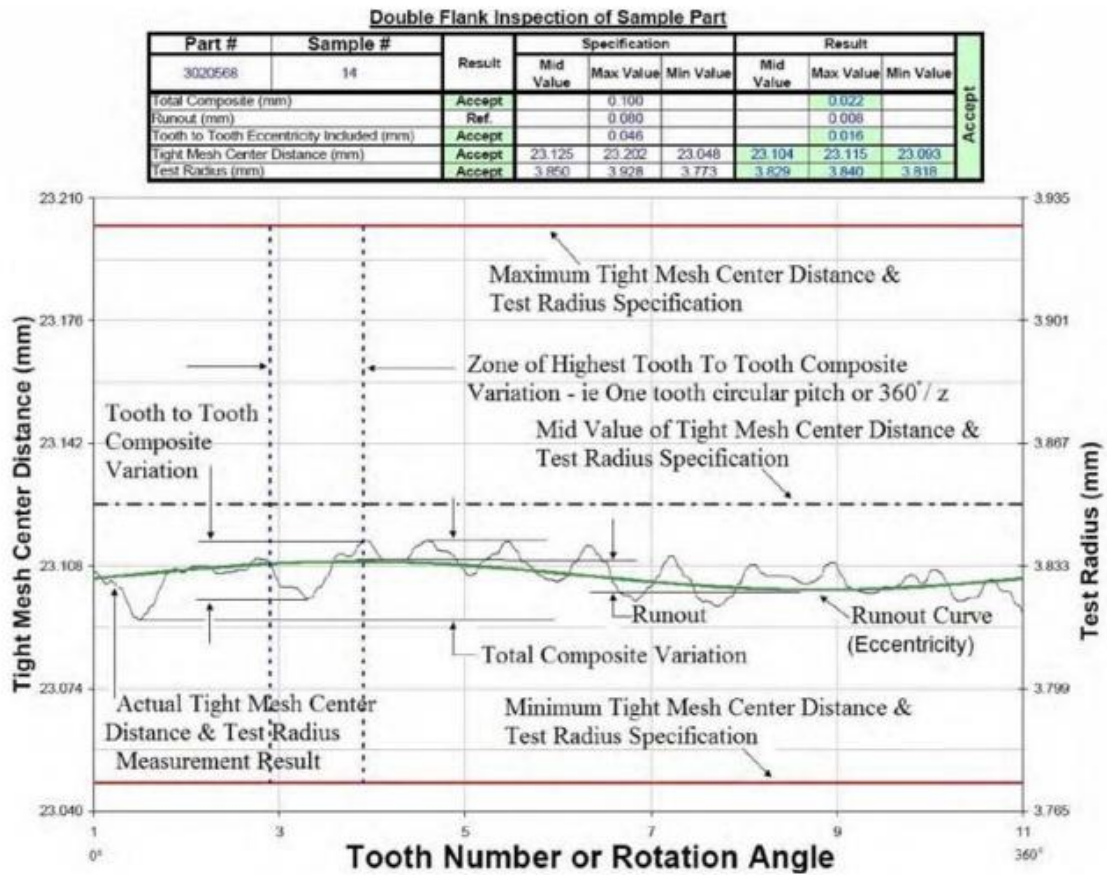


Figura 7-7. Informe del Double-Flank test[20]

Durante este ensayo se consigue realizar las medidas de los siguientes parámetros:

- Total composite variation o error compuesto radial, que es la diferencia entre los valores máximo y el mínimo obtenidos durante un ciclo de rotación del engranaje, de las lecturas de variación de distancia entre centros. Este parámetro incluye los efectos del runout del engranaje, así como anomalías en los pasos de los dientes, perfiles y hélice.
- Tooth to tooth composite variation o error compuesto radial diente a diente, que se define como el valor más alto de la variación de la distancia entre centros durante un paso de un diente. A medida que aumenta el número de dientes, los resultados diente a diente se consideran un mejor indicador de anomalías en el paso, el perfil y la hélice del diente.

Los resultados de este ensayo pueden descomponerse también a través de la transformada de Fourier, obteniendo el error compuesto radial de baja frecuencia y el error compuesto radial diente a diente de alta frecuencia.

- Tight mesh center distance, es uno de los usos más potentes del doublé flank test. La capacidad de medir esta variación da la información necesaria para controlar tanto el tamaño del diente como los parámetros compuestos simultáneamente. Aunque ninguna norma, ni AGMA, ni DIN, hablan de esta medida, la eficacia de esta medida del tamaño del diente no debe pasarse por alto al evaluar el backlash en un engranaje.

7.4 CONTACT PATTERN INSPECTION

7.4.1 Introducción

Los engranajes cónicos tienen que ser montados de una manera específica para asegurar un funcionamiento suave y una distribución correcta de la carga entre engranajes. Para alcanzar este objetivo, se utiliza comúnmente un patrón de contacto o, contact pattern, entre los flancos de los engranajes que componen el conjunto.

La comprobación del patrón de contacto entre dientes es un método de inspección que se realiza sobre los engranajes ya montados sobre una máquina rodadora. Proporciona una indicación de la forma correcta con la que han de engranar los dientes tanto en el perfil como en el flanco del diente. Evalúa la parte de la superficie del diente del engranaje que realmente hace contacto con su pareja. Con esta técnica, se pueden observar las áreas que entran en contacto recubriendo los dientes con un compuesto de marcado, como se muestra en la figura 7-8, y haciendo funcionar los engranajes durante unos segundos bajo carga ligera.

La variación permisible en la ubicación, orientación y forma del patrón de contacto puede utilizarse para calcular las tolerancias relativas a los parámetros de diseño de un par de engranajes. Desafortunadamente, en la industria de engranajes contemporánea, el patrón de contacto es una medida cualitativa, y no cuantitativa de la calidad del par de engranajes.



Figura 7-8. Dientes marcados

Los engranajes cónicos, una vez que entran en funcionamiento en sus montajes, están sujetos a deflexiones, es decir, pueden sufrir deformaciones por el efecto de flexiones internas. Estos valores varían según el tamaño del engranaje, la rigidez de la precisión de montaje, del mecanizado de los engranajes y la magnitud y el carácter de la carga. Como resultado, el patrón de contacto debe estar relacionado con la aplicación particular del montaje. La especificación de los patrones de contacto nominales y los límites de tolerancia asociados dependerá del diseño y aplicación particular.

La máquina rodadora con la que se efectúa esta prueba, debe ser capaz de cumplir los siguientes requisitos:

- Soportar el piñón y la rueda entre si para simular la posición real o teórica en la aplicación.
- Permitir que el piñón y la rueda rueden juntos a una velocidad y carga controladas.
- Ser capaz de ajustar las posiciones relativas de los engranajes en relación con el cono de la rueda, el cono del piñón y el desplazamiento. Esto es necesario para permitir una evaluación V y H (vertical y horizontal).

La precisión debe mantenerse para permitir resultados significativos. La máquina que realiza la prueba debe ser calibrada de forma regular para asegurar que la configuración duplica las posiciones teóricas de montaje del par de engranajes cónicos. El esquema del test de rodadura con el que se comprueba el patrón de contacto es el siguiente (figura 7-9):

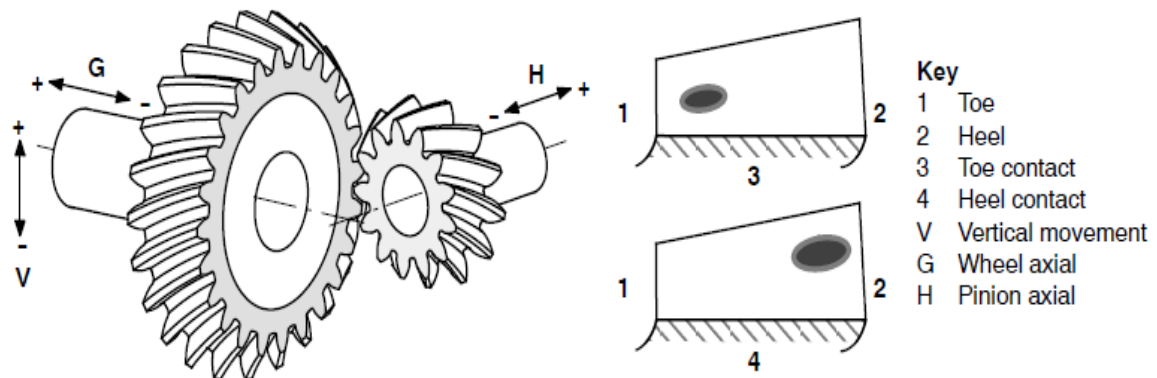


Figura 7-9. Esquema del test de contact pattern [15]

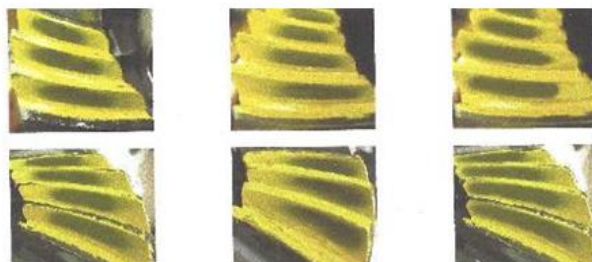
7.4.2 Procedimiento y resultados

El uso y la evaluación de patrones de contacto dental mediante rodadora es un método común para el control de la forma de flanco de diente de engranaje cónico, aunque no es el único método utilizado, ya que también es posible hacer simulaciones por ordenador del patrón de contacto. El procedimiento a seguir para realizar el test es el siguiente:

- Montar el piñón y la rueda en la máquina de ensayo de manera que simule con precisión la posición teórica en la aplicación futura. Hay que asegurarse de que el piñón y los dientes de la rueda estén libres de aceite u otro material extraño.
- Verificar que el montaje tiene el backlash adecuado.
- Cubrir de pintura los flancos del piñón, o rueda, o ambos, con un compuesto de marcado de engranaje correspondiente. Hay que tener cuidado con no aplicar demasiado tinte, ya que esto daría una indicación falsa de la forma del contacto entre dientes.
- Rodar el piñón y la rueda aplicándoles la carga requerida durante el funcionamiento del conjunto durante un tiempo suficientemente largo para permitir que el patrón de contacto se desarrolle correctamente. El compuesto se eliminará del área en el que se produzca el contacto metal-metal.
- Finalmente se inspecciona visualmente el patrón de contacto para poder evaluar la longitud, anchura, forma y posición del contacto entre dientes. Generalmente, hay un patrón de referencia para realizar una comparación.

La relación entre los contactos aceptados y contactos que necesitan ser ajustados se puede observar en la figura 7-10.

CONTACT PATTERNS ACCEPTADOS - CENTRADOS EN LA CARA Y EL FLANCO



CONTACTOS QUE NECESITAN AJUSTE



Piñón no suficientemente profundo

Piñón demasiado profundo

Figura 7-10. Contactos aceptados

Aunque la prueba proporciona unos resultados muy fiables, el método del patrón de contacto dental de medir engranajes cónicos es subjetivo. Para realizar una evaluación correcta de la prueba, se requieren los conocimientos de una persona con la experiencia adecuada.

Como se ha comentado anteriormente, otro método para conocer el patrón de contacto entre dientes es la simulación por ordenador de dicho contacto, utilizando para ello, máquinas de ensayo que deben estar provistas de ajustes axiales para la rueda y el piñón y usualmente con un ajuste de desplazamiento vertical para elevar o bajar el eje de un elemento verticalmente con respecto al otro para el ensayo de engranajes hipoides. Estos ajustes se utilizan para simular el efecto sobre el contacto del diente de un cambio en el ángulo de presión en el caso del ajuste axial del piñón y para controlar la holgura o backlash en el caso del ajuste radial de la rueda.

A continuación, se muestra el resultado de una simulación del patrón de contacto de dientes por medio de un software específico (figura 7-11).

Bearing Variation: Original

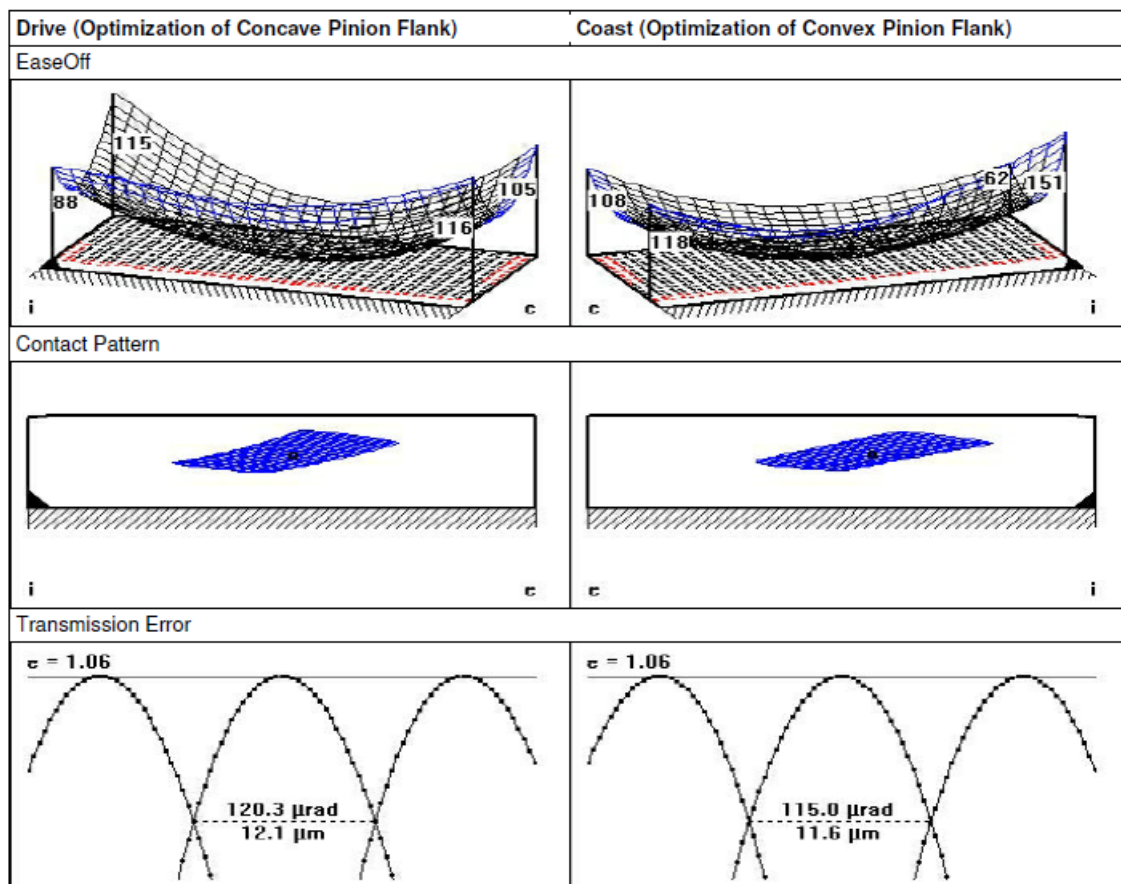


Figura 7-11. Diseño de patrón de contacto por ordenador en ambos flancos del diente

Para completar el ejemplo anterior, se añaden los contactos en los dientes reales tras realizar la prueba de rodadura a los mismos engranajes diseñados por ordenador (figura 7-12).



Figura 7-12. Patrón de contacto real en engranajes

Se puede observar gran similitud entre el contacto calculado mediante simulación por ordenador y el contacto real tras realizar la prueba en la máquina rodadora, lo que da una visión de la precisión y la confianza que se puede tener en este método.

7.4.3 Medida del runout

Mediante el patrón de contacto también se puede comprobar el runout de los engranajes. El Runout se caracteriza por la variación periódica del sonido durante cada revolución y por el desplazamiento progresivo del patrón de contacto alrededor del engranaje desde el heel hasta el toe y desde el toe hasta el heel. Este ensayo también incluye los efectos de las desviaciones de los parámetros del diente. El runout se observa verificando visualmente la variación del patrón de contacto. Sin embargo, si se desea conocer la cantidad de salto real, es preferible determinarla por los métodos vistos en el capítulo anterior.

7.5 V Y H CHECK

V y H es un método para comprobar la cantidad y la dirección de los desplazamientos verticales y axiales del piñón desde su posición estándar, para obtener un contacto de diente en el centro del perfil del diente, en el extremo del dedo y en el talón extremo del diente. La interpretación de los datos obtenidos en esta comprobación proporciona una pauta de la forma real del flanco del diente y, además una manera práctica de comprobar la cantidad de desplazamiento vertical relativo, desde la posición de montaje especificada, que los engranajes pueden soportar sin causar concentraciones de carga en los extremos de los dientes.

Las lecturas de todos los sensores de la máquina de ensayo deben ser consideradas como punto de partida cuando los engranajes están montados en sus posiciones de montaje especificadas. Todos los movimientos horizontales y verticales se miden desde estas posiciones cero. Los signos algebraicos para el movimiento vertical, V, dependen de la dirección de la espiral de la rueda.

Para la realización de este ensayo se realizan las siguientes medidas:

- Medidas de “Heel” y “Toe”: la máquina ajusta la vertical, V, y la horizontal, H, mediante incrementos controlados para mover el patrón de contacto a lo largo de la superficie longitudinal del diente, desde la posición normal central, hasta el talón o heel. Esto se hace de manera que se mantiene un contacto central en el perfil, mientras que el patrón se va desplazando hacia el talón del diente. Los dientes deben ser pintados con un compuesto de marcado adicional después de cada movimiento. La máquina registra los valores V y H para la posición final del heel. Después, se realiza el mismo procedimiento llevando el contacto hacia el toe, y volviendo a registrar los valores correspondientes.
- Ajuste del perfil del diente (profile Crown o bombeo): se realiza un ajuste del cono del piñón, en la dirección horizontal, hasta que el patrón de contacto se mezcla con la parte superior de los dientes de la rueda y se registran los valores de V y H. Después, se vuelve a ajustar el cono del piñón, en la dirección contraria, hasta que

el patrón de contacto se mezcle con la parte superior de los dientes del piñón. En ese momento, se vuelven a registrar los datos V y H.

Movement	Reading at toe	Reading at heel	Total movement ¹⁾	Average reading ²⁾
Vertical, V (E)	+0.25	-0.46	0.71	-0.11
Horizontal, H (P)	-0.36	+0.51	0.87	+0.08
Wheel cone, G	Ajustar para mantener suficiente Backlash			
NOTES				
1) Total vertical movement = $ (+0.25) - (-0.46) = 0.71$ Total horizontal movement = $ (-0.36) - (+0.51) = 0.87$				
2) Average vertical setting = $\frac{(+ 0.25) + (- 0.46)}{2} = - 0.11$ Average horizontal setting = $\frac{(- 0.36) + (+ 0.51)}{2} = + 0.08$				

Figura 7-13. Informe ensayo V y H [15]

La tabla anterior (figura 7-13) es un ejemplo de los resultados de un ensayo de V y H, en el que se observan las medidas en el Toe, en el Heel y el movimiento total desplazado. Los signos algebraicos de los desplazamientos totales se ignoran ya que la magnitud de estas cantidades es el elemento de interés. El movimiento total entre las lecturas del Heel y el Toe se obtiene restando algebraicamente la lectura del Heel a la del Toe. Para obtener las lecturas medias se añaden los valores algebraicos y se divide por dos.

8 CAPÍTULO VIII. CICLO DE INSPECCIÓN DE UN ENGRANAJE CÓNICO EN JDISA

Hasta este punto del proyecto, se ha expuesto tanto la teoría de los distintos parámetros de los engranajes cónicos, como la forma correcta de acotarlos, medirlos e inspeccionarlos según la normativa existente. De aquí en adelante, se trasladarán esos conocimientos teóricos a la práctica.

En el capítulo anterior se estudió, con profundidad, las formas más adecuadas de inspección de los engranajes cónicos, que se basan en los diferentes ensayos en máquinas rodadoras. Estos ensayos proporcionan la información necesaria sobre el funcionamiento y la geometría del engranaje a probar.

Sin embargo, este tipo de máquinas no es muy frecuente en los laboratorios de metrología de las fábricas que no producen sus propios engranajes. Este es el caso de John Deere Ibérica, por lo que a la hora de inspeccionar un engranaje es necesario hacer uso de otras máquinas y métodos para verificar que los engranajes que llegan de los proveedores son correctos.

Por tanto, la inspección de este tipo de engranajes se realiza en una máquina de Control de Medida por Coordenadas, CMM, en concreto la CMM DEA Global Image. Mediante esta máquina y el programa Quindos 7, es posible inspeccionar de forma correcta los engranajes que llegan a la fábrica.

En este capítulo, se describirá el proceso de inspección de un engranaje que se monta en una de las cajas producidas por John Deere Ibérica y que es proporcionado por un proveedor externo a la empresa. Se detallará el instrumento de medida, el software utilizado y el reporte proporcionado al final de la inspección.

8.1 TEMPERATURA DE MEDICIÓN

Un factor muy importante a la hora de realizar la medición de piezas es la temperatura, tanto del ambiente, como de la pieza que será inspeccionada y las herramientas. Como se ha comentado en el capítulo VI, la temperatura ha de ser controlada en todo momento para no afectar a los instrumentos de medida.

Para conseguir este objetivo, el departamento de metrología de la fábrica, dispone de tres sistemas de aire acondicionado, que mantienen la temperatura ambiente dentro de los rangos permitidos. El control de dicha temperatura ambiente se realiza por dos termómetros digitales que toman medidas de temperatura cada cierto tiempo, programados por los operarios.

8.2 INSTRUMENTACIÓN UTILIZADA PARA LA INSPECCIÓN DE LA PIEZA

La máquina utilizada para la inspección de la referencia es la CMM DEA Global Image, máquina que fabrica la compañía Hexagon Manufacturing Intelligence. Concretamente, se usa el modelo 07.10.05, que detalla el volumen útil de medición de la CMM (700x1000x500mm). Las dimensiones de esta máquina se observan en la figura 8-1 [21], [22]:

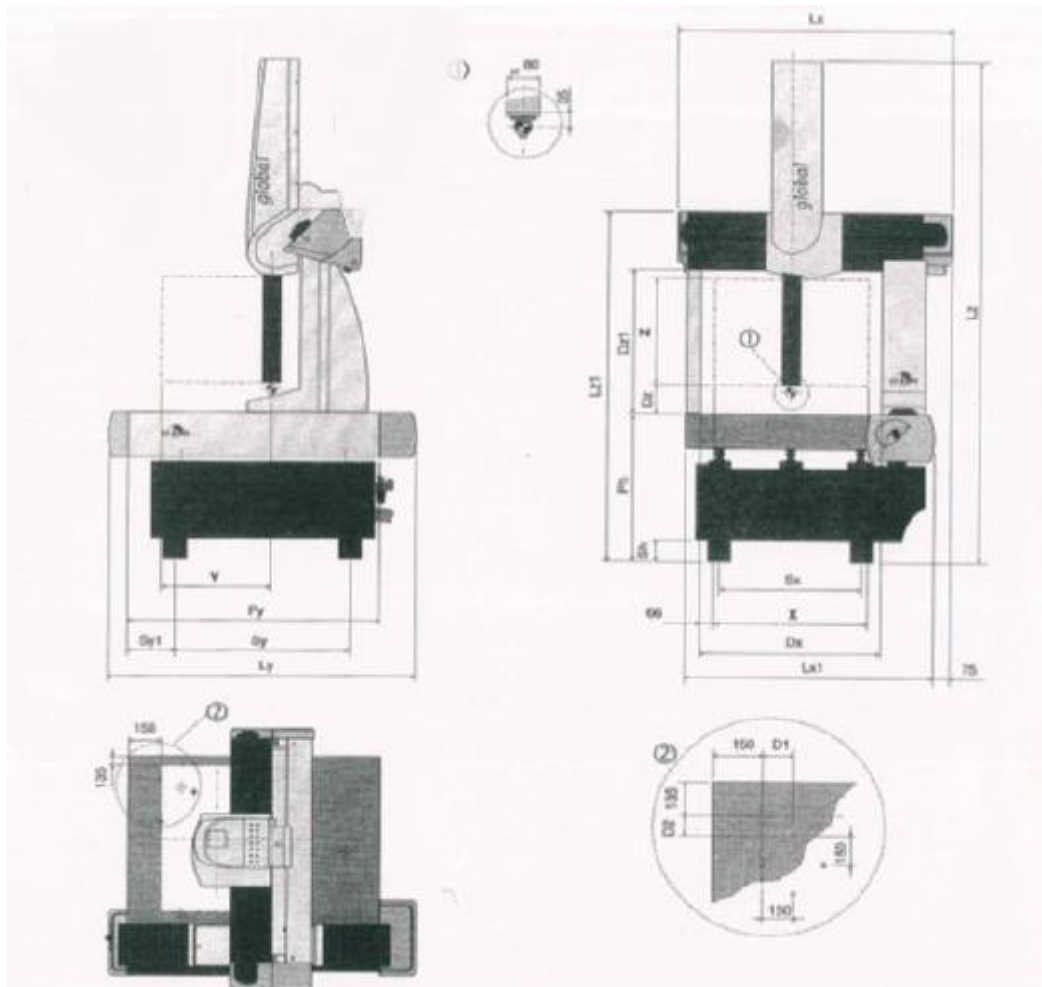


Figura 8-1. Plano DEA Global [23]

Las especificaciones técnicas de la máquina las proporciona la norma ISO y se especifican en la figura 8-2:

Modelo	Prestaciones máximo error permitido MPE (µm), L (mm), THP (µm/sec)						Vel Max 3D (m/min)	Acel Max 3D (m/s ²)	Peso Pieza Max. (Kg)	Peos Maqui. (Kg)
	Temperatura estándar 18-22°C			Temperatura Clima 16-26 °C						
	PH10MQ/SP25			PH10MQ/SP25						
	MPE _E	MPE _P	MPE _{THP/t}	MPE _E	MPE _P	MPE _{THP/t}				
07.10.05	1.5+L/333	1.7	3.4/120	1.7+L/250	1.7	3.4/120	41	3.25	900	950

Figura 8-2. Especificaciones DEA [23]

Donde:

- MPE_E , es la precisión volumétrica longitudinal, que limita el error volumétrico longitudinal. Para calcular este error se realizan tres mediciones de cinco galgas en siete posiciones distintas de los planos YZ y XZ, debiendo estar todas las mediciones dentro de especificación. Este error se relaciona con la medición de diámetros, distancias y tolerancias de posición.
- MPE_P , es la precisión volumétrica de palpado, que tolera el error volumétrico de palpado. Este error se calcula realizando veinticinco mediciones a una esfera previamente calibrada (figura 8-3). Afecta a planitudes, redondez y otras mediciones de forma.



Figura 8-3. Esquema mediciones sobre la esfera [22]

- MPE_{THP} , es el error de escaneado, que significa el error que se induce al escanear por un camino predeterminado mediante una alta densidad de puntos. Se calcula a través de un test en el que se realiza un escaneo de una esfera calibrada por medio de cuatro caminos diferentes (figura 8-4). El error será la diferencia entre los radios máximo y mínimo medidos durante el test.

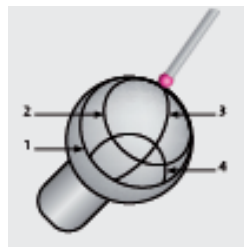


Figura 8-4. Esquema mediciones del error de escaneado [22]

Otras partes importantes de la máquina son el cabezal, los palpadores que están montados sobre éste y los sensores que realizan las distintas mediciones. El cabezal Renishaw, de tipo

articulado, (figura 8-5) es el utilizado por el departamento de metrología de la fábrica para este tipo de casos. Este tipo de cabezales son de indexación motorizados y orientan los palpadores en 720 posiciones distintas con incrementos de $7,5^\circ$ [23].

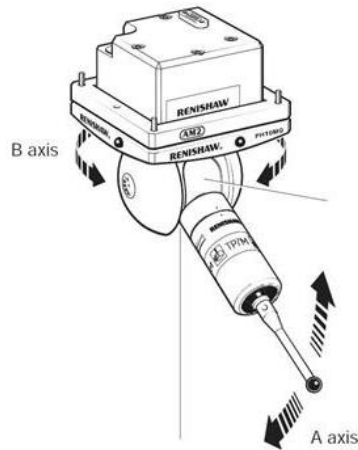


Figura 8-5. Cabezal Renishaw [24]

En cuanto a los palpadores, se utilizarán dos palpadores durante la prueba, uno de 1mm de diámetro y el otro de 2mm. Los palpadores forman un ángulo de 90° (figura 8-5) y se programan ocho posiciones distintas, girando el palpador horizontal 45° en cada posición, para poder hacer las mediciones correctas de toda la geometría de la pieza.



Figura 8-6. Palpadores a 90°

Por último, el sensor que se monta sobre el cabezal de la máquina, es también de la marca Renishaw (figura 8-6), concretamente el modelo SP25, que permite mediciones por escaneo continuo y por medición de puntos discretos.



Figura 8-7. Sensor Renishaw [24]

8.3 INSPECCIÓN DE LA PIEZA

Para la inspección correcta de un engranaje que entra en el laboratorio de metrología de Jonh Deere Ibérica, se realizan los siguientes pasos:

- Estudio del plano de la pieza a medir.
- Creación del programa de software que realizará la medida.
- Medida de la pieza por parte de la máquina.
- Generación de informes por parte del programa.
- Revisión de los informes.

8.3.1 Estudio del plano de la pieza a medir

El primer paso para comenzar con la inspección de cualquier pieza es realizar un estudio de los datos y referencias que proporciona el plano de la referencia que se tiene que medir (figura 8-8). Hay que conocer tanto la geometría y acotaciones de la pieza, como los procesos de fabricación y tratamientos térmicos por los que ha pasado la pieza desde el inicio hasta la pieza terminada. Otro aspecto a tener en cuenta es, la función final que tendrá la pieza en el montaje final.

Para analizar el plano se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Tipo de engranaje
- Alineamiento de la pieza
- Tabla de datos del engranaje
- Runout

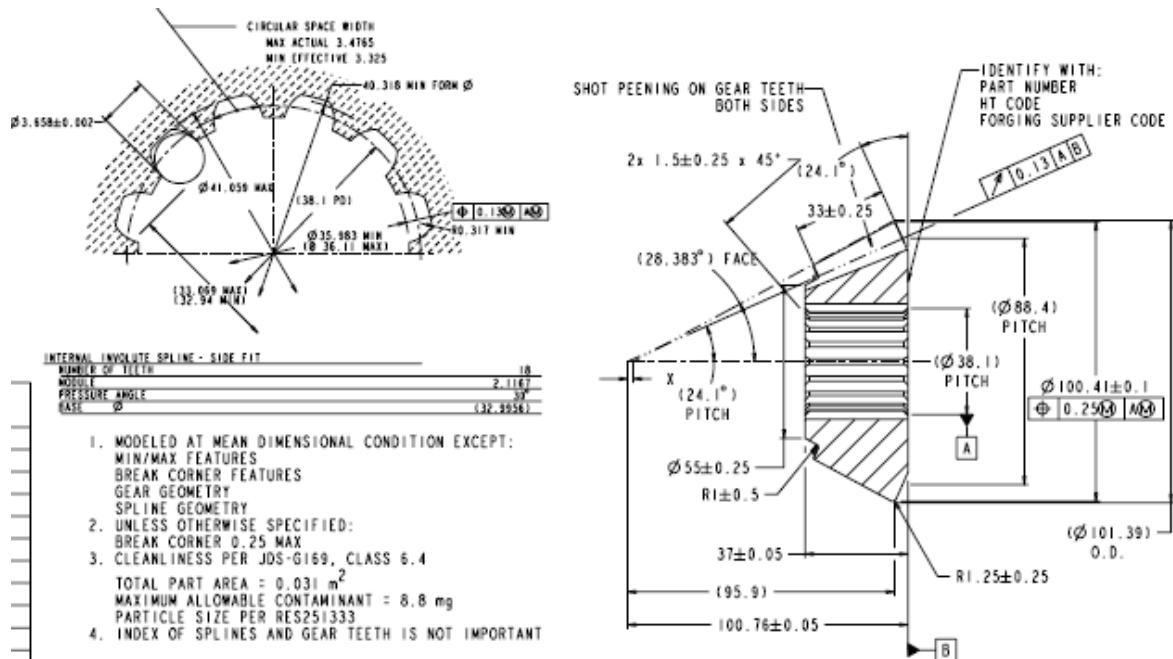


Figura 8-8. Plano del engranaje

8.3.1.1 Tipo de engranaje

El engranaje a medir es un engranaje cónico de dientes rectos (figura 8-9). Con esta información, se elige el software disponible para este tipo de engranajes y se define la forma en la que se va a medir el engranaje.

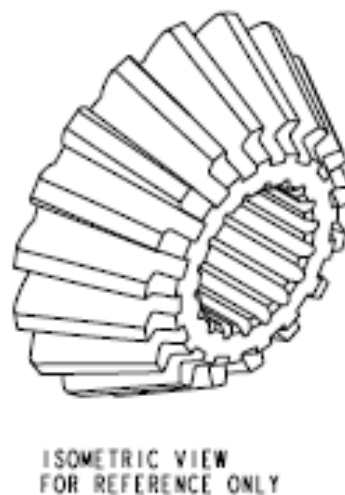


Figura 8-9. Vista isométrica del engranaje

8.3.1.2 Alineamiento de la pieza y runout

En esta parte de la inspección, se localizan las referencias de la pieza en el plano. Pueden encontrarse dos casos de referencias en los planos, referencias geométricas o referencias en puntos de la pieza. En el primer caso, las referencias pueden estar determinadas por elementos geométricos como cilindros o planos. Por otro lado, las referencias en el plano pueden ser puntos sobre los que se ha mecanizado la pieza.

En el caso que se está estudiando, las referencias de la pieza vienen determinadas por dos datum o superficies a las que el diseñador denomina “A” y “B” (figura 8-10).

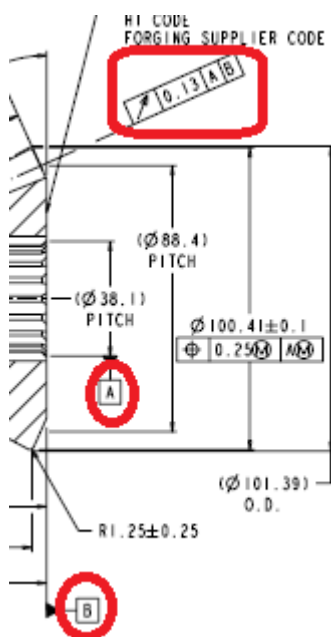


Figura 8-10. Detalle datum del plano

El runout o salto está referenciado por el alineamiento A-B. Estas superficies de referencia son el diámetro interior pasante con la que se alinea el eje y la superficie interna perpendicular al eje de rotación del engranaje.

Además, dependiendo de las referencias que el plano indique se debe utilizar un software concreto. Como las referencias son geométricas en este caso, se utilizará el programa Quindos7.

8.3.2 Realización del programa de inspección

La primera acción a realizar antes de comenzar la medición de la pieza es comprobar si existe una función de medición de engranajes cónicos previamente en el ordenador, programado en alguna inspección anterior. De no ser así, se debe programar dicha función, de manera que una vez finalizado, la máquina pueda hacer las mediciones de manera automática. La programación de esta función requiere de unos conocimientos informáticos muy elevados y que quedan fuera del alcance de este proyecto.

En el departamento de metrología de la fábrica se inspeccionan numerosos engranajes cónicos, por lo tanto, la función ya estaba creada en los archivos del ordenador. Esta función recibe el nombre BEVEL.

A partir de aquí, se empieza con la programación de medición de la referencia. La estructura que debe tener el programa es la siguiente:

- Configuración de los parámetros de la CMM.
- Alineamiento manual.
- Alineamiento automático.
- Generación de matriz de puntos teórica.
- Función BEVEL (medición de engranaje cónico).

El software utilizado permite la visualización de las medidas realizadas sobre la pieza en CAD, siempre y cuando se cargue previamente el archivo de la pieza en CAD.

8.3.2.1 Configuración de los parámetros de la CMM

En este apartado se configuran los parámetros de la máquina (figura 8-11) tales como:

- Parámetros de movimiento de la máquina.
- Parámetros de escaneo.
- Parámetros de palpado.
- Parámetros de las fuerzas en el sensor de palpado.

Machine parameters	
Move Parameter	
Speed X-Axis	400
Speed Y-Axis	400
Speed Z-Axis	400
Speed Rotary Table	15
Accuracy	0.1
Scanning parameter	
Scan Mode	
Scan Type	
Scan Speed	8
Scan accuracy	0.1
Point density	2
Scanning Offset	0
Scanning Limit	0
Probing parameter	
Speed	5
Probing Offset	3
Search distance	10
Control	DFL
Lower force	0.025
Trigger force	0.15
Upper force	0.075
Max. force	0.15
Min. No. of data	7
Divisor for retract speed	6
Retract dist. in Step mode	0
Retract dist. in scanning	0

Figura 8-11. Pantalla comando SETCMR

8.3.2.2 Alineamiento manual

Para realizar la alineación manual de la pieza se deben realizar mediciones de dos o más superficies de la pieza. Con esto, se crea un sistema de referencia sobre la pieza, que formará los ejes coordenados de referencia del nuevo sistema.

Se denomina manual porque es el operario el que, mediante unos mandos que la máquina posee, deberá medir esas referencias a través de varios palpados (mínimo tres). Cabe destacar, que la máquina tomará siempre las mediciones desde su propio sistema de referencia y que, por medio de un cambio de base, proporcionará los resultados en el sistema de coordenadas que se ha definido mediante la alineación.

Para el correcto alineamiento manual de este engranaje se medirá:

- Un plano, el plano superior en este caso (podría ser también el inferior), con tres puntos no alineados que definen perfectamente el plano y su vector director.
- Un círculo, sobre el agujero interior del engranaje, con otros tres puntos que deben ser coplanarios a poder ser y lo más paralelos al plano medido anteriormente.

A continuación, se detalla cómo se realizan las medidas, con las coordenadas respecto al cero de la máquina (figura 8-12) y el lugar en el que el nuevo sistema de coordenadas queda definido (figura 8-13):

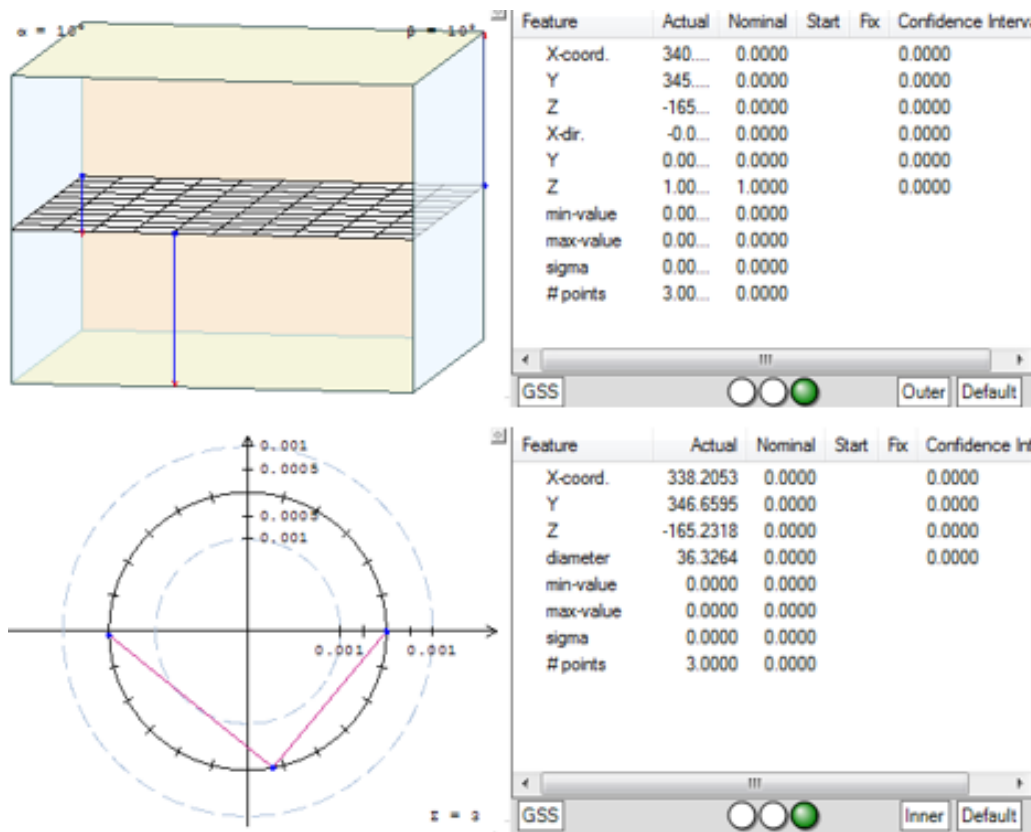


Figura 8-12. Medidas superficies de referencia

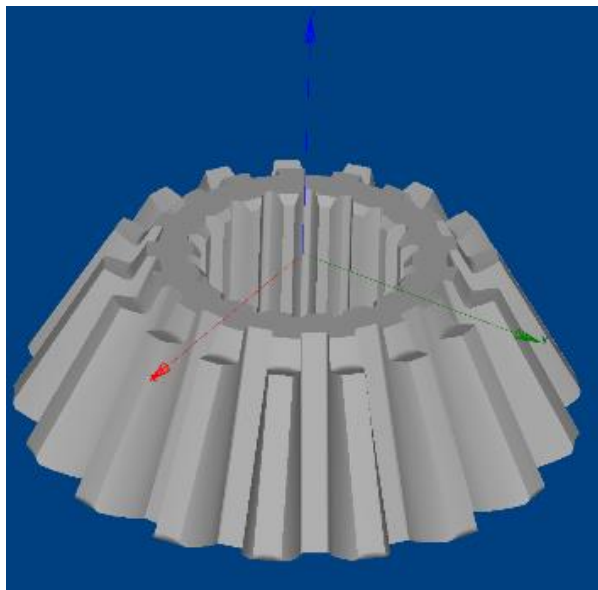


Figura 8-13. Ubicación sistema de referencia

8.3.2.3 Alineamiento automático

Un alineamiento incorrecto de la pieza puede causar desviaciones a la hora de realizar inspecciones en una pieza. El alineamiento manual consigue hacer una buena primera aproximación del sistema de referencia de la pieza. Sin embargo, se pueden cometer pequeños errores de factor humano que distorsionen ligeramente los resultados obtenidos tras la medición. Para finalizar el alineamiento de la pieza y hacerlo de forma más precisa, se programa la máquina para que realice mediciones en otro plano, el inferior del engranaje en este caso. Para esta medición se programan un número alto de mediciones, doce en concreto, con el fin de obtener una medición con mayor precisión (figura 8-14).

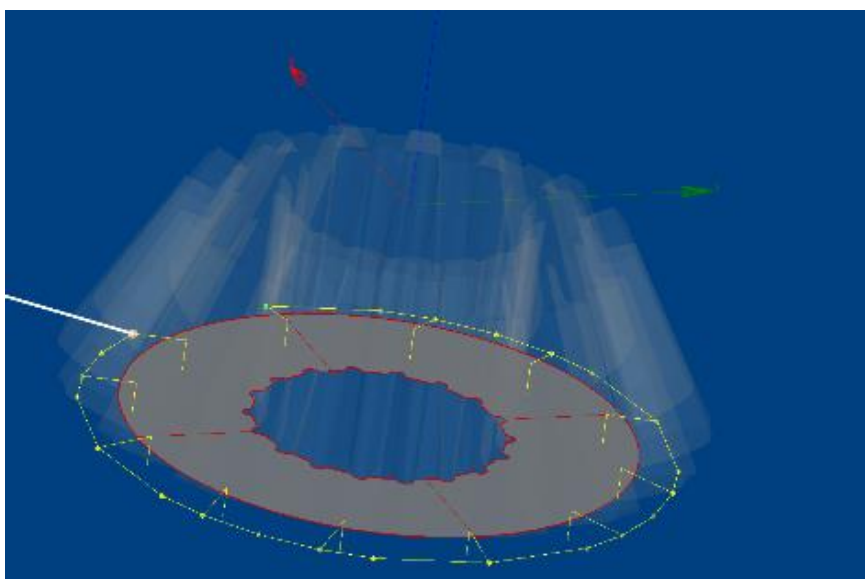


Figura 8-14. Mediciones alineamiento automático

Una vez la pieza está correctamente alineada y la máquina sabe perfectamente donde está la pieza, es necesario colocar los palpadores a la altura del punto de cono del engranaje. Aunque esta medida es ficticia, ya que no existe un punto real de cono si no que es un punto teórico, el plano del engranaje debe siempre proporcionarla. El origen para medir los dientes del engranaje debe estar en el vértice del cono nominal, de ahí a la importancia de definir bien este punto en el programa.

La máquina quedará preparada para realizar la medición tal y como se observa en la figura 8-15.



Figura 8-15. Colocación de palpador inicial en el punto de cono

8.3.2.4 Generación de la matriz de puntos teórica

El siguiente paso es obtener la geometría teórica del diente que se comparará con las medidas tomadas por la máquina. En este apartado se pueden dar tres casos distintos:

- El proveedor envía un fichero con la matriz de puntos generada al fabricar la pieza.
- Se realiza una medición sobre un patrón y se obtiene la matriz de puntos de éste.
- Se introducen los parámetros del engranaje proporcionados en el plano y el programa simula una matriz teórica a través de ellos.

En este caso, por la ausencia de fichero del proveedor y de patrón se realiza la tercera opción. El esquema de la ventana de introducción de los datos es el siguiente (figura 8-16):

Figura 8-16. Introducción parámetros del engranaje

Con estos datos el programa es capaz de crear una matriz teórica del diente del engranaje, sobre la cual, se van a comparar los resultados obtenidos durante la medición de la pieza. Para esta parte es fundamental que los datos estén bien expresados en el plano y que no haya posible confusión ya que una mala creación de la malla del diente anularía los resultados obtenidos posteriormente.

8.3.2.5 Función BEVEL y finalización del programa

Como se ha anotado anteriormente, la función creada por los compañeros del departamento de metrología que realiza la medición de los engranajes cónicos es la llamada función BEVEL (figura 8-17). Esta función posee las instrucciones necesarias para que los palpadores se posicionen y midan correctamente ambos flancos de los dientes que se señalen para ser inspeccionados.

```

SETCMRPAR      (POF=2.00, PLI=2.00)
BEVEL           (EDI=N, MOD=F, TOP=GME, PIT=GME, BFT=E, PAR=BEV PAR, CSY=CSY AB CON, RUN=GME)
!
INDPRC         (NAM=HVERTICE)
!
PLS_SavePDF     (DIR=\\fceingeni1\Inspect\Reports\123004\Informes\QUINDOS_7\Conicos\ce33983, FIL=ce33983_<DateTime>)
!
  
```

Figura 8-17. Comando Bevel

Para terminar con la programación de la medición de este engranaje, se hace una llamada a dicha función para que en ese punto la máquina comience con la operación y se selecciona los parámetros que se desea que se evalúen (figura 8-18).

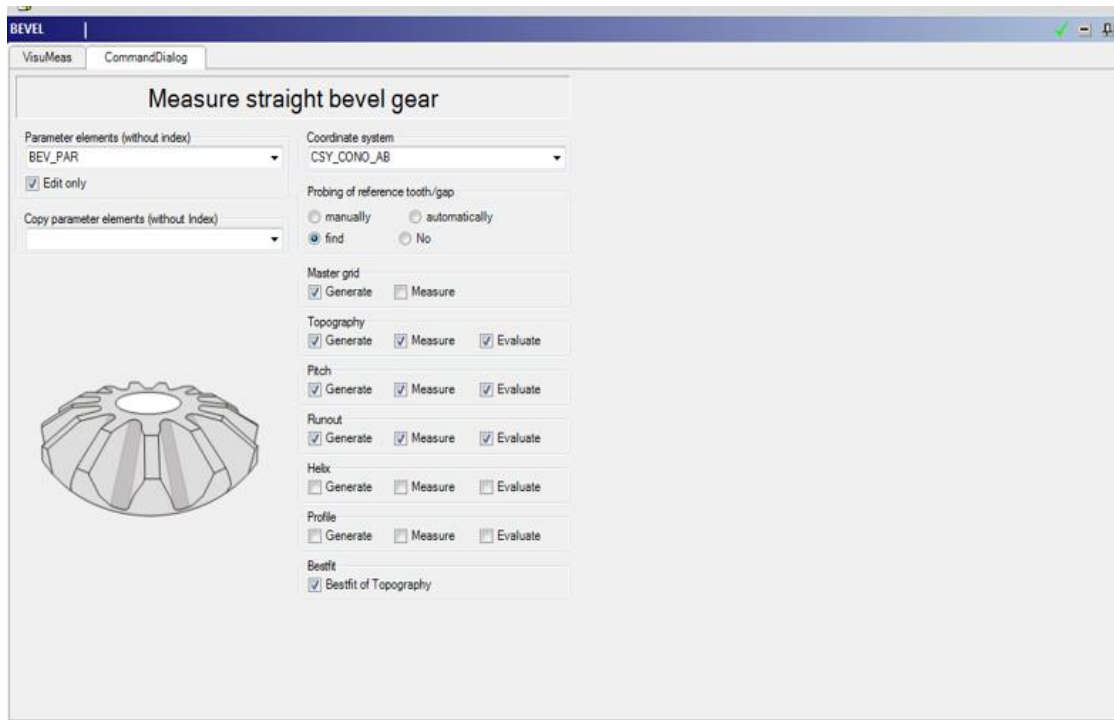


Figura 8-18. Parámetros que van a ser inspeccionados por la máquina

En este caso, la máquina creará la matriz teórica o master grid y creará, medirá y evaluará tanto la topografía, como el pitch y el runout.

Por último, se genera una instrucción para que al finalizar la operación de medida el programa guarde e imprima los resultados obtenidos durante la inspección.

El programa final, una vez terminada su creación, tendrá la forma que se representa en la figura 8-19.

```
*****|
! Notation .....: BEVEL GEAR      Inspector.....: CE01779
! Drawing no. ....: CE33983        Date .....: 21-SEP-2017
! Workpiece name ...: CE33983
|*****! ALTURA_VERTICE=100.76
START      (WKP=CE33983, RPO=Y, TOP=N, EDT=Y, TEL=I)
CadLoadModel (NAM=CE33983, FIL=\\fcingeni1\Inspect\SOLIDOS\ce33983.igs)
USEPRB      (NAM=PRB(1))
MEPLA      (NAM=PLA_MAN, CSY=REFR$CSY, MOD=NOE, ITY=GSS, DEL=YY)
MECIR      (NAM=CIR_MAN, CSY=REFR$CSY, MOD=NOE, DEL=YY)
BLDCSY      (NAM=CSY_MAN, TYP=CAR, SPA=PLA_MAN, SDR=+Z, XZE=CIR_MAN, YZE=CIR_MAN, ZZE=PLA_MAN, CAD=Y)
ALROT      (NEW=CSY_MAN_ROT, OLD=CSY_MAN, ANG=-90, AXI=Z, TYP=CAR, CAD=Y)
USEPRB      (NAM=PRB(111))
GENCIR      (NAM=DATUM_B, XCO=0, YCO=0, ZCO=-37, DIA=75, NPT=12, PLA=XY, INO=N, PDI=1, CSY=CSY_MAN_ROT)
GENCLP      (NAM=DATUM_B, DIS=(5,5,5), POS=N, PRB=PRB, IDX='(111,112,113,114,115,116,117,118)', PCH=Y)
MEPLA      (NAM=DATUM_B, CSY=CSY_MAN_ROT, MOD=NOE, ITY=GSS)
USEPRB      (NAM=PRB(1))
GEAR      (MOD=F, SPE=Y, PAR=SPLINE_PAR, CSY=CSY_MAN_ROT, SCR=Y, TYP=C)
COLAPT      (NAM=PITCH_2, CSY=CSY_MAN_ROT, DEL=Y, PTS=PITCH_SPLINE_M(2), TYP=CIR)
COLAPT      (NAM=PITCH_1, CSY=CSY_MAN_ROT, DEL=Y, PTS=PITCH_SPLINE_M(1), TYP=CIR)
STEP CYL      (NAM=(PITCH_SPLINE(2), PITCH_SPLINE(1)), CYL=DATUM_A, CAD=N)
MOVCMIM      (TYP=ABS, DST=(0,0,50))
BLDCSY      (NAM=CSY_AB, TYP=CAR, SPA=DATUM_A, SDR=+Z, PLA=CSY_MAN_ROT.$XDI, PDR=+X, XZE=DATUM_A, YZE=DATUM_A, ZZE=DATUM_B)
ALSHIFT      (NEW=CSY_AB_CON, OLD=CSY_AB, SHZ=100.76, TYP=CAR)
ALROT      (NEW=CSY_AB_CON, OLD=CSY_AB_CON, ANG=-90, AXI=Z, TYP=CAR)
MOVCMIM      (TYP=ABS, DST=(0,0,0))
MOVCMIM      (TYP=ABS, DST=(150,0,0))
ALTURA_VERTICE=100.76
SETCMPAR      (POF=2.00, PLI=2.00)
BEVEL      (EDI=N, MOD=F, TOP=GME, PIT=GME, BFT=E, PAR=BEV_PAR, CSY=CSY_AB_CON, RUN=GME)
INDPRC      (NAM=HVERTICE)
PLS_SavePDF (DIR=\\fcingeni1\Inspect\Reports\123004\Informes\QUINDOS_7\Conicos\ce33983, FIL=ce33983_<DateTime>)
```

Figura 8-19. Programa de medición

8.3.3 Medida de la pieza por parte de la máquina

Una vez finalizada la programación para la medición del engranaje se ejecuta el programa y se deja que la máquina realice de manera automática el proceso.

Durante este proceso de medición los palpadores realizan muestreos de 5x9 puntos a lo largo de ambos flancos del diente para obtener la malla o matriz de puntos. La figura 8-20 muestra un ejemplo del recorrido de la máquina a lo largo del flanco del diente.

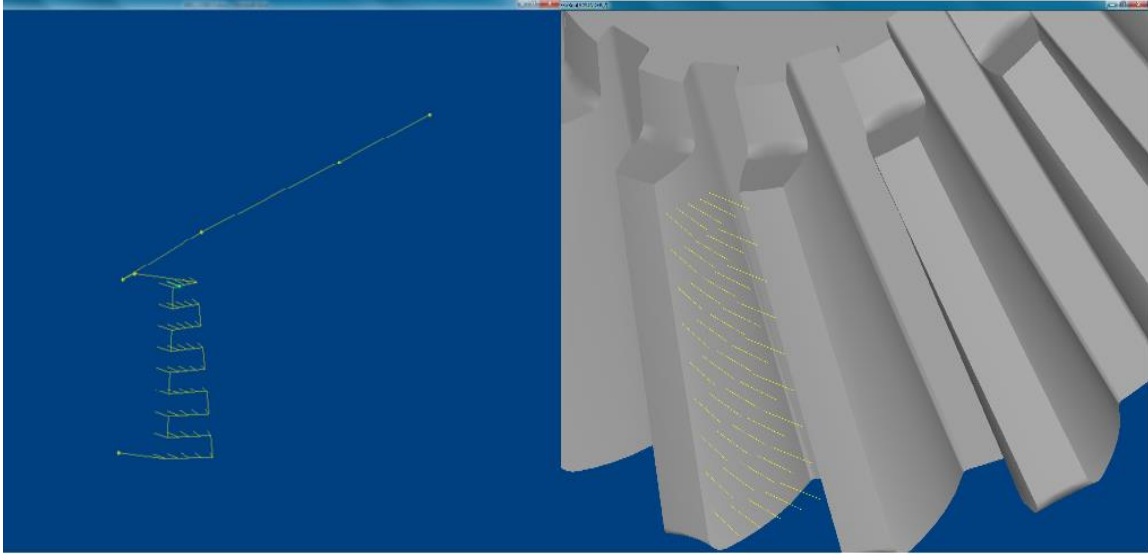


Figura 8-20. Recorrido palpador sobre el flanco

Generalmente el proceso se realiza sobre cuatro dientes programados anteriormente. Esto ofrece una mayor garantía a la hora de verificar si el engranaje es correcto o, por el contrario, debe ser reprocesado o rechazado directamente. El tiempo aproximado de medición (para este caso) es de seis minutos, desde que se ejecuta el programa, hasta que la máquina para por completo y vuelve a su posición inicial. En la figura 8-21 se observa como el palpador entra sobre el diente y realiza la medición.

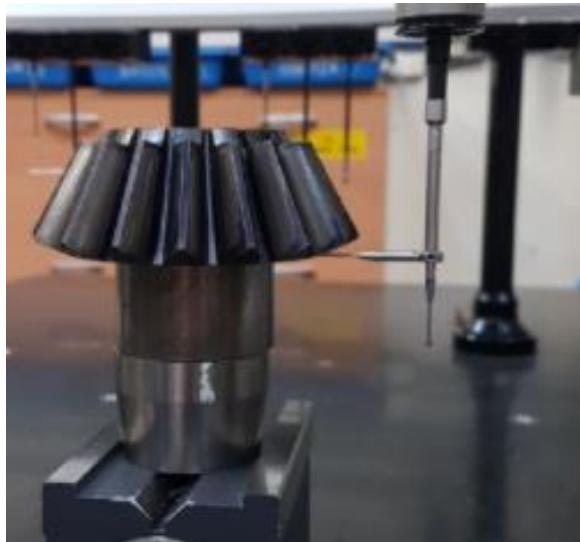


Figura 8-21. Palpador sobre flanco del engranaje

8.3.4 Generación y revisión de los informes generados

El último paso del proceso es la generación de los informes por parte del programa y su posterior revisión y evaluación por parte del operario de metrología. El software proporciona los datos e informes que se han elegido previamente a la hora de configurar el programa que registrará la operación.

El informe que genera el software se compone de las partes siguientes:

- Cabecera
- Gráfico de la topografía
- Gráfico de errores de paso
- Gráfico del runout.
- Gráfico del punto de cono.

8.3.4.1 Cabecera

La cabecera del informe sirve para mostrar los datos generales del engranaje que se ha medido, entre los que se encuentran:

- Referencia.
- Fecha de inspección y operario.
- CSY o sistema de referencia utilizado.
- Número de dientes.
- Módulo.
- Angulo de presión.
- Tipo de engranaje.

La figura 8-22 es un ejemplo de cabecera.

 DPTO. 600 VERIFICACION STR. BEVEL GEAR	Notation : BEVEL GEAR Drawing No. : CE33983 Inspector : CE01779 Date : 21-SEP-2017 Remarks : Dimension : metric CSY : CSY AB CON	No. of teeth: 17 Module : 5.200 Press. Angle: 25.000 Type of gear: external Measurement : tooth Rotat. sense: CCLW
---	--	---

Figura 8-22. Cabecera informe

8.3.4.2 Gráfico de la topografía

Después de la cabecera, el programa proporciona los gráficos de la topografía de los flancos derecho e izquierdo de los dientes que se han programado con anterioridad (figura 8-23).

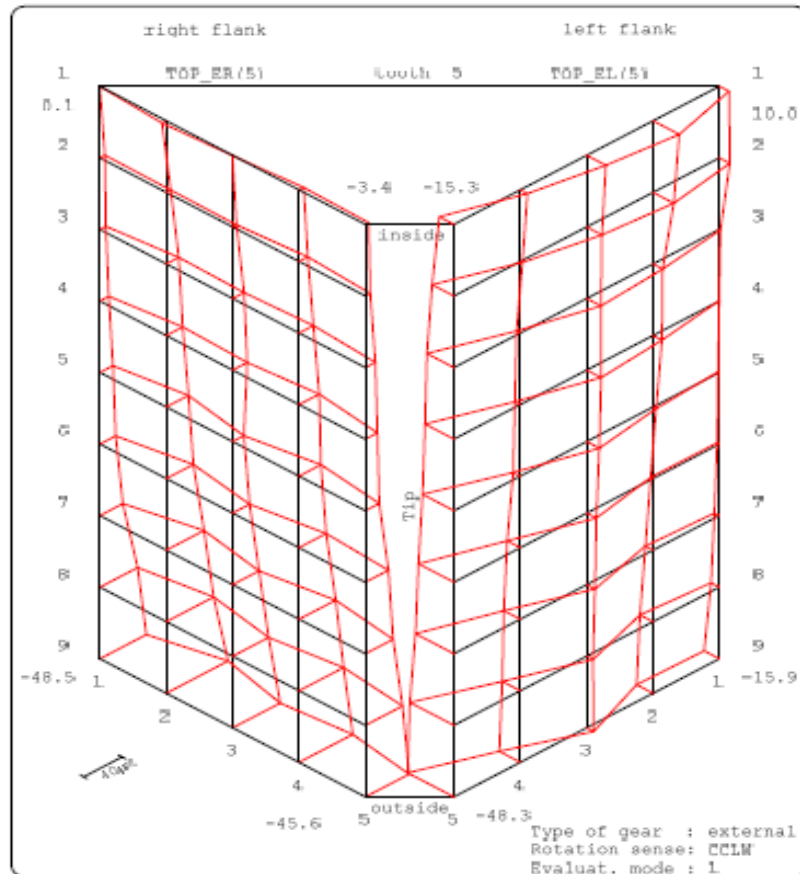


Figura 8-23. Gráfico de la topografía

El gráfico anterior proporciona la siguiente información:

- Las medidas del flanco derecho (right flank) y el flanco izquierdo (left flank).
- El número de diente: 5.
- Escala de medición: 40µm.
- Desviaciones en cada punto de medición.

Como era de esperar las máximas desviaciones se producen en los extremos de los dientes.

8.3.4.3 Gráfico de errores de paso

El informe de inspección proporciona, además, tanto el gráfico del error de paso individual, f_p , como el gráfico de error de paso acumulado, F_p . En este caso, el informe es presentado de dos formas diferentes, una numérica y otra gráfica (figura 8-24).

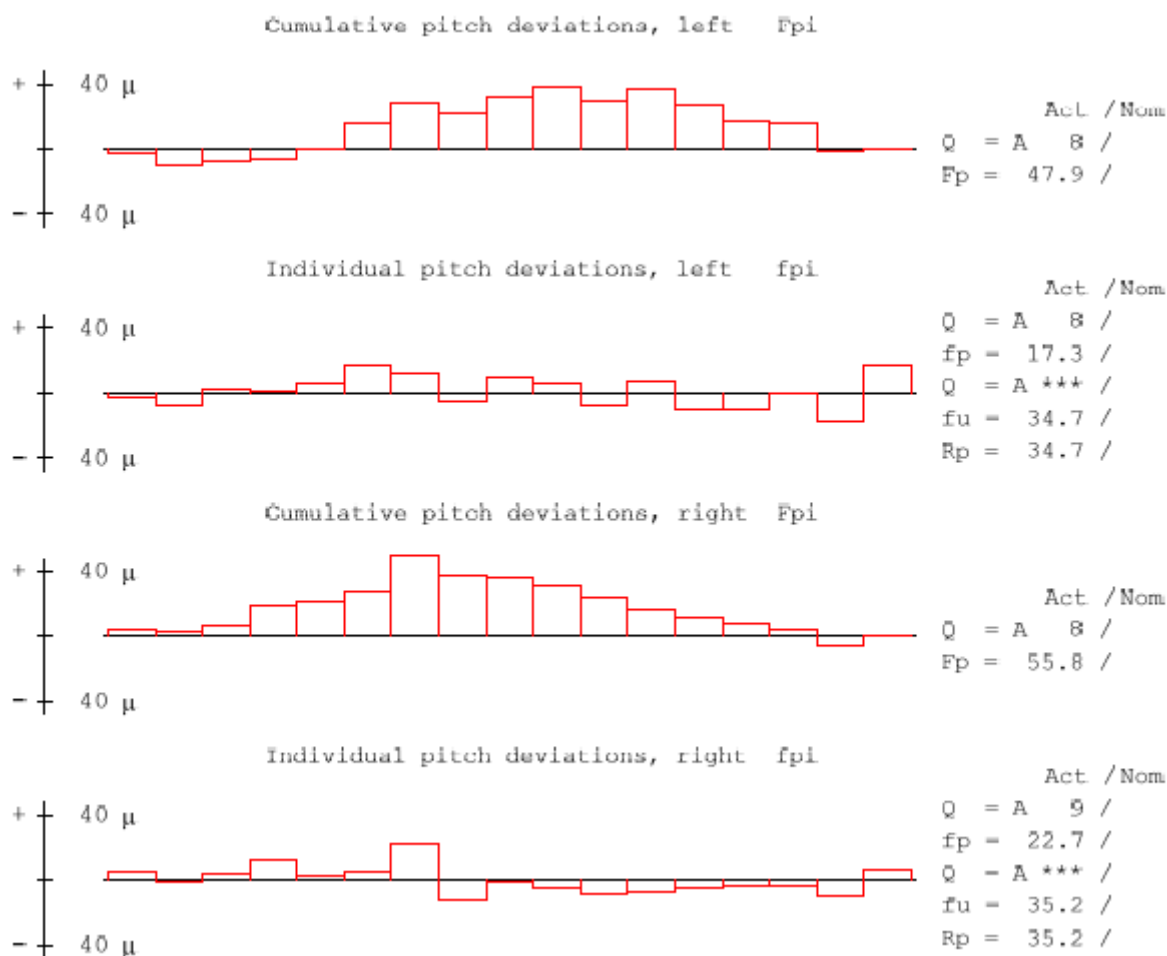


Figura 8-24. Gráficos de errores de paso

El informe proporciona la información de ambos flancos del diente. La escala del gráfico es de 40 μ m. A la derecha del gráfico se muestran los valores numéricos de los parámetros inspeccionados, acompañados de la calidad del engranaje obtenida definida por la tolerancia en la norma AGMA. Como la calidad se asigna con el valor más alto de todos los parámetros inspeccionados, se le atribuye el grado 9 de calidad, alcanzado en el error de paso individual del flanco derecho.

Gráficamente el programa muestra ambos errores mediante un gráfico de barras. En el error individual cada barra indica la diferencia de paso respecto al diente de referencia.

8.3.4.4 Gráfico del runout

El gráfico del salto del engranaje o runout es muy parecido al que se proporciona para los errores de paso. Se muestra el gráfico de barras, los valores numéricos y el grado de calidad de la tolerancia. En este caso, se muestra la tolerancia como valor nominal, que se ha introducido durante la programación. El gráfico tendrá la forma de la figura 8-25.

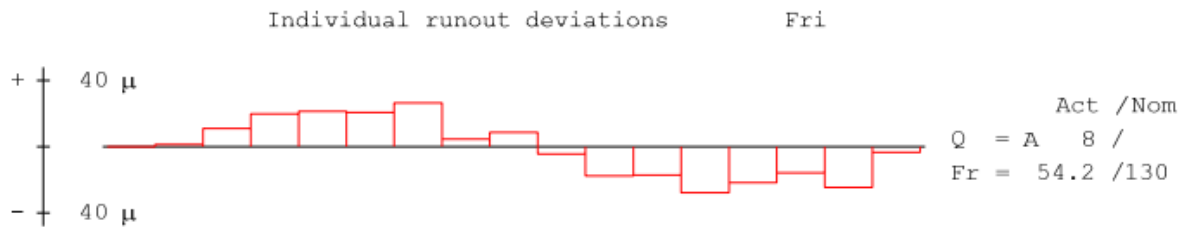


Figura 8-25. Gráfico del runout

8.3.4.5 Gráfico del punto de cono

Adicionalmente el programa proporciona el punto de cono real del engranaje con un sencillo esquema (figura 8-26).

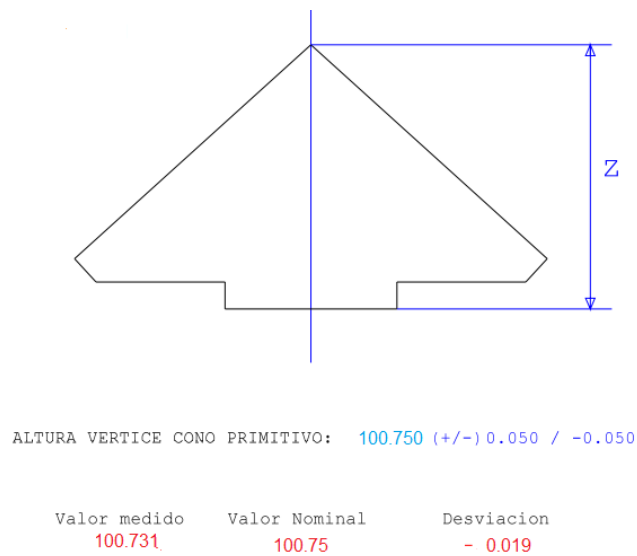


Figura 8-26. Informe punto de cono

Compara el valor medido con el nominal introducido anteriormente y la desviación que se obtiene. En este caso, el valor está dentro de la tolerancia por lo que sería correcto.

9 CAPÍTULO IX. PRESUPUESTO DEL PROYECTO

9.1 CÁLCULO DEL PRESUPUESTO DEL PROYECTO

El cálculo del presupuesto del proyecto se basa en las horas empleadas para la elaboración del mismo y en el salario de las personas que han intervenido directa e indirectamente en él.

Las distintas fases por las que ha pasado el proyecto han sido las siguientes:

- En primer lugar, una reunión con los compañeros del departamento de calidad SQA, en concreto, con el gerente y un ingeniero de calidad. En ella se expuso al autor la oportunidad de trabajar sobre un proyecto de engranajes cónicos para solventar un problema que existía en el diseño de planos y que repercutía negativamente a los compañeros de calidad.
- Se realiza por tanto una reunión con los compañeros del departamento de diseño de la fábrica para exponer la idea del proyecto y saber de primera mano su opinión acerca de éste. Durante el proyecto tuvieron lugar otras dos reuniones con el departamento de diseño durante las cuales, en una primera reunión, se expusieron las dos normas estudiadas en este proyecto y las inquietudes y peticiones de los compañeros de metrología, y en una segunda, el departamento de diseño dio sus razones para usar una de las dos normas. Se agregan cinco horas de trabajo personal del ingeniero de calidad de diseño que evaluó las normas antes de llegar a una decisión.
- Otra parte importante del proyecto es la comunicación y el cambio de información con el departamento de metrología. Se realizaron otras dos reuniones con los compañeros de este departamento. En ellas se les comentó, en primer lugar, la idea del proyecto y se les preguntó sobre las especificaciones que necesitaban ellos para la correcta inspección de los engranajes y, en segundo lugar, el acuerdo llegado con el departamento de diseño y la fecha a partir de la cual se empezaría a trabajar con este nuevo procedimiento.
- Para la inspección de la pieza expuesta en este proyecto fue necesaria la ayuda de un operario de metrología.
- Otro punto importante del proyecto han sido las reuniones personales semanales con el compañero de ingeniería que ha actuado como tutor en la empresa y ha ayudado al desarrollo del proyecto y a la correcta redacción del mismo.

- Por último, se tiene en cuenta en el cálculo del presupuesto de este proyecto:
 - Trabajo personal del autor del proyecto que, incluye, lectura de normas, comprensión de las mismas, consulta de libros y páginas webs especializadas, planificación y desarrollo y redacción de la memoria.
 - Canon por el uso de normas: calculado por el pago por mes (6 meses) durante la realización del proyecto.
 - Gasto en ofimática: cuadernos, bolígrafos, rotuladores e impresiones realizadas durante el proyecto. (gasto aproximado).
 - No se tienen en cuenta gastos de electricidad, internet o transporte acumulados durante el proyecto.

A continuación, se muestra el presupuesto total generado por el proyecto, desglosado por cada fase del proyecto y por el costo por hora y horas empleadas.

Presupuesto del proyecto

	Personas	HORAS MANO OBRA	COSTO MANO OBRA (€/h)	TOTAL POR TAREA(€)
REUNIÓN INICIAL DEL PROYECTO	Becario	2,0	5,00 €	10,00 €
	Gerente de calidad	2,0	22,00 €	44,00 €
	Ingeniero de calidad	2,0	17,50 €	35,00 €
	Subtotal	6,0	44,50 €	89,00 €

REUNIONES CON DPTO. DE DISEÑO	Becario	5,0	5,00 €	25,00 €
	Gerente de Calidad	5,0	22,00 €	110,00 €
	Ingeniero de Calidad	5,0	17,50 €	87,50 €
	Gerente de Diseño	5,0	22,00 €	110,00 €
	Ingeniero de Diseño	10,0	17,50 €	175,00 €
	Subtotal	30,0	84,00 €	507,50 €

REUNIONES CON DPTO. DE VERIFICACIÓN	Becario	4,0	5,00 €	20,00 €
	Gerente de Calidad	4,0	22,00 €	88,00 €
	Ingeniero de Calidad	4,0	17,50 €	70,00 €
	Supervisor de Metrología	4,0	15,00 €	60,00 €
	Supervisor de Metrología	4,0	15,00 €	60,00 €

	Operario de Metrología	4,0	10,00 €	40,00 €
	Subtotal	24,0	84,50 €	338,00 €

INSPECCIÓN DE LA PIEZA	Becario	10,0	5,00 €	50,00 €
	Operario de Metrología	10,0	11,00 €	110,00 €
	Subtotal	20,0	16,00 €	160,00 €

REUNIONES CON EL TUTOR	Becario	24,0	5,00 €	120,00 €
	Ingeniero de Calidad	24,0	17,50 €	420,00 €
	Subtotal	48,0	22,50 €	540,00 €

OTROS COSTOS	Trabajo personal del autor	350,0	5,00 €	1.750,00 €
	Canon utilización normas	6,0	20,00 €	120,00 €
	Gastos de ofimática	1,0	10,00 €	10,00 €
	Subtotal	357,0	35,00 €	1.880,00 €

Total proyecto		437,0	3.514,50 €	
-----------------------	--	--------------	-------------------	--

9.2 IMPACTO DEL PROYECTO SOBRE EL PRESUPUESTO DE LA EMPRESA

En el apartado anterior se ha visto el coste total que ha generado el proyecto para la empresa durante su realización. En este epígrafe, se van a plantear las consecuencias que, en un futuro, tendrá el proyecto en el presupuesto de la empresa.

Al igual que en el caso de los gastos, los beneficios para la empresa se cuantificarán en horas de trabajo de los distintos empleados que forman parte de la cadena del rechazo de piezas en la fábrica y de las mismas piezas que son achatarradas en la actualidad en la fábrica.

El proyecto supondrá un ahorro de tiempo en los siguientes casos:

- Ahorro de tiempo del ingeniero de calidad a la hora de revisar los planos e intentar averiguar los requisitos que el diseñador propone en el plano. Con una norma establecida, el ingeniero sabrá donde mirar para tener toda la información necesaria.
- Reuniones más eficaces con el proveedor. Al no existir ambigüedad en el plano, definir requerimientos y características críticas será un proceso más fluido.
- Ahorro de tiempo en la cadena de montaje. Los engranajes se montan en cajas de transmisión de la fábrica. Una vez finalizado el montaje las cajas se prueban para verificar su funcionamiento. Si se detecta ruido o cualquier otro defecto en los engranajes se ha de desmontar la caja de transmisión y rechazar el engranaje.
- Ahorro de tiempo del operario de calidad. Una vez rechazadas, las piezas son transportadas por el operario de calidad del correspondiente banco de scrap a la zona de calidad, para su posterior salida de fábrica.
- Ahorro de tiempo del becario de calidad. Las piezas trasladadas a la zona de calidad han de ser devueltas al proveedor. Antes de eso, el becario tiene que realizar un informe completo con el defecto de la pieza, contactar con el proveedor y gestionar la salida con el departamento de almacén.

A todo esto, hay que añadir, la negativa de los proveedores de aceptar piezas rechazadas en la mayoría de las ocasiones ya que, el plano del engranaje no especificaba algún parámetro, lo especificaba dos veces o se contradecía con tolerancias entrelazadas. Por tanto, además del tiempo empleado por los trabajadores en realizar la devolución de la pieza, la fábrica tiene que cargar también con el coste íntegro de la pieza en mal estado.

10 CAPÍTULO X. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Las conclusiones que se obtienen tras la realización de este proyecto son las siguientes:

- A día de hoy, la información acerca de la inspección de engranajes cónicos es muy escasa. La normativa existente se centra sobre todo en engranajes cilíndricos, dejando poco espacio para los engranajes cónicos.
- Existen grandes lagunas en el conocimiento sobre los engranajes cónicos. Solamente los fabricantes de este tipo de engranajes tienen un amplio conocimiento en este campo, por lo que en ocasiones hacen uso de esa ventaja competitiva.
- La intención de este proyecto es acercar ese conocimiento a los trabajadores de la fábrica y un primer paso para eliminar esa desventaja respecto al proveedor.
- A nivel personal, el proyecto ha sido de gran utilidad. Trabajar con normas internacionales, realizar exposiciones en reuniones de empresa y ser parte de un proyecto interno de una empresa como John Deere han conseguido que se alcance una experiencia personal plena.

Como trabajos futuros posteriores a este proyecto se propone lo siguiente:

- A la finalización de este proyecto, los objetivos que se marcaron al comienzo de éste no se han llegado a implementar al cien por cien, por lo que queda pendiente que desde el departamento de diseño se trabaje en ir adecuando los planos del futuro a la norma adecuada, con el fin de mejorar los procesos de calidad y metrología.
- Como propuesta futura queda pendiente la adquisición por parte de la empresa de una máquina rodadora. Como se ha visto en este proyecto, las máquinas rodadoras son unos elementos rápidos y fiables para la inspección de engranajes cónicos. En la actualidad solo los proveedores tienen estas máquinas por lo que, hay que fiarse de lo que el proveedor diga.
- Otra de las opciones del futuro comentadas durante el desarrollo del proyecto es contactar directamente con el fabricante de las máquinas talladoras de engranajes para que, a partir de los valores del plano de la pieza, proporcione la matriz de puntos teórica ideal. A día de hoy, en muchas ocasiones esa matriz de puntos no se tiene y cuando se consigue es por medio del proveedor que puede entregar una matriz de puntos de una pieza ya fabricada que al realizar la medición no va a dar ningún error.

11 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Manual de Bienvenida de Jonh Deere Ibérica
- [2] Dudley, D. W. "Gear Handbook or Practical gear design and manufacture" Second edition.
- [3] Klingelnberg Handbook: Spiral Bevel and Hypoid Gear Cutting Systems: Basics of Spiral Bevel & Hypoid Gears.
- [4] Robert L. Mort, P.E. "Diseño de elementos de máquinas" Cuarta edición.
- [5] "ANSI/AGMA 1012--G05, Gear Nomenclature, Definition of Terms with Symbols (Revision of ANSI/AGMA 1012--F90)" Reaffirmed March 2011.
- [6] "INTERNATIONAL STANDARD ISO 23509, Bevel and hypoid gear geometry" First edition 2006-09-01.
- [7] "DIN 3971, Definitions and parameters for Bevel gears and Bevel gear pairs" July 1980.
- [8] "DIN 3965, Part 1: Tolerancing of bevel gears. Basic concepts" September 1981 edition.
- [9] "DIN 3965, Part 2: Tolerancing of bevel gears. Tolerances for individual parameters" September 1981 edition
- [10] "DIN 3966, Part 2: Information on Gear Teeth in Drawings; Information on Straight Bevel Gear Teeth" August 1978.
- [11] "AGMA ISO 22849--A12 Identical to ISO/TR 22849:2011, Design Recommendations for Bevel Gears" May 2012.
- [12] "ANSI/AGMA 2009-B01 December 1998 Revised (Errata) October 2001, Bevel Gear Classification, Tolerances, and Measuring Methods" October 2001.
- [13] Anand K. Bewoor & Vinay A. Kulkarni, "Metrology & Measurement" 2009 Mc Graw Hill
- [14] "AGMA ISO 10064-5-A06 Identical to ISO/TR 10064--5:2005, Code of Inspection Practice - Part 5: Recommendations Relative to Evaluation of Gear Measuring Instruments" July 2006.
- [15] "AGMA ISO 10064-6-A10 Identical to ISO/TR 10064--6:2009, Code of Inspection Practice -Part 6: Bevel Gear Measurement Methods" July 2006.
- [16] "INTERNATIONAL STANDARD ISO 17485, Bevel gears — ISO system of accuracy" First edition, 2006-06-15.

[17] “VDI/VDE 2608 Tangential composite and radial composite inspection of cylindrical gears, bevel gears, worm and worm wheels.” 2001.

[18] “<https://www.geartechnology.com/issues/0504x/smith.pdf>” 10 de septiembre de 2017.

[19] “Gleason sales handbook” 26 March 2009.

[20] “<https://www.geartechnology.com/issues/0114x/double-flank-testing.pdf>” 10 de septiembre de 2017.

[21] “<http://www.hexagonmetrology.com.ar/>” 17 de septiembre de 2017.

[22] “http://www.microtop.ro/uploads/attachments/DEA_GLOBAL_brochure_en.pdf” 17 de septiembre de 2017.

[23] “Dea Global Image Handbook 07-XX-05” September 1996.

[24] “<http://www.renishaw.com/cmmsupport>” 17 de septiembre de 2017.

[25] “<https://www.slideshare.net/juancarlosalanoca/engranajes-helicoidales-problemas-y-ejercicios>” 25 de agosto 2017